Р.М. Мусаев, Н.А. Юсифбейли

МЕНЕДЖМЕНТ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

в промышленных предприятиях

БАКУ • ЭЛМ • 2006

УДК 621.2.001.24

Рецензенты: Д.т.н., проф. М.В. Халин
Алтайский Государственный Университет
Д.т.н. А.М. Гашимов
Институт Физики НАН Азербайджана

Мусаев Рамиз Муса оглы, Юсифбейли Нурали Адиль оглы, Менеджмент энергосбережения в промышленных предприятиях. – Баку: «ЭЛМ» 2005, -179 с.

ISBN 5-8066-1307-0

В настоящей книге рассматривается весь комплекс вопросов, связанных с решением проблемы энергосбережения: основы индустриального энергосбережения, включающие в себя энергетический менеджмент на всех промышленных, энергетических предприятиях и в.т.ч. электростанциях и других объектах; методику проведения энергоаудитов и энергетического мониторинга по обеспечению энергосбережения, методы расчета различных свойств топлива, требующиеся при решении ряда вопросов энергосбережения; использование парогазовых турбин с целью экономии первичного источника энергии – топлива, а также проблемы решения энергосбережения в котельных установках и промышленных печах.

В книге использован зарубежный опыт решения проблем энергосбережения, особенно опыт стран западного мира.

Специальная глава посвящена связи энергетики и охраны окружающей среды.

Книга предназначена для менеджеров по энергосбережению, занимающихся решением этой проблемы в различных отраслях промышленности, она может быть также полезным для студентов теплоэлектротехнических факультетов соответствующих университетов и институтов.

0605010407 / 655(07)-2006 - ***Грифное издание***

Введение

Проблема энергосбережения является проблемой как экономического, так и экологического характера.

По данным Европейского Союза (ЕС) соблюдение политики энергосбережения может позволить сэкономить до (25-30)% неиспользованной энергии.

Сэкономленная таким образом энергия по стоимости обходится гораздо дешевле, чем произвести эту энергию заново. Например, если цена сэкономленного 1000 $м^3$ природного газа обходится на $ (6-15) США, то, как известно, на мировом рынке это составляет $ (80-120).

Поэтому есть все основания проблему энергосбережения рассмотреть как довольно дешевый первичный источник энергии.

С другой стороны, решение этой проблемы можно рассмотреть и как экологическую проблему.

Экологичность проблемы энергосбережения объясняется тем, что углекислый газ (CO_2), являющийся одним из основных компонентов горения топлива, обладает тепличным эффектом, т.е. он свободно пропускает солнечные лучи и задерживает отраженное тепловое излучение Земли. Ученые считают, что в результате этого к концу XXI века температура на Земле повысится на 3-5 ^{0}С и при этом начнут таять снега у Северного и Южного полюсов, что может привести к повышению уровня воды в мировом океане и затоплению прибрежных районов.

Количество выпускаемых в атмосферу CO_2 в мире в 1997 году составило более 24,19 млрд. тонн, т.е. на 6,6 % больше, чем в 1990 году. Такое положение начало беспокоить мировые державы и, в связи с этим, еще в 1992 году эти державы подписали соответствующую Конвенцию, а в 1997 году был подписан Киотский протокол, согласно которому, уровень выпускаемой в атмосферу CO_2 к 2010-2012 годам должен составить на 5 % меньше, чем в 1990 году.

Киотский протокол с 15 февраля 2005 года уже вступил в силу.

Источником увеличения содержания CO_2 в воздухе является сжигаемое топливо. В настоящее время около 80 % общемирового потребления источников энергии составляет топливо. Сжигание 1 т карбона (С) выделяет около 3,6 т. углекислого газа (CO_2).

Одной из причин увеличения количества CO_2 в воздухе является неэффективность использования энергии в различных объектах. Наиболее массовый вред окружающей среде создают такие объекты, как:

- теплоэлектростанции;
- химические, нефтехимические и металлургические заводы;
- автомобильный, авиационный, железнодорожный и водный транспорт и т.д.

Для решения проблем энергосбережения Европейский Союз (ЕС) разработал свою стратегию, согласно которой страны региона должны, не нанося вред своей экономике максимально уменьшить количество использованной первичной энергии (топлива) и увеличить использование возобновляемых источников энергии.

По мнению ЕС, решением проблемы должны управлять менеджеры по энергосбережению, обладающие специфическим знанием.

Первая глава книги «Основы индустриального энергосбережения» посвящена таким вопросам, как необходимость управления проблемой энергосбережения на государственном уровне, проведение энергоаудитов на предприятиях и организациях и осуществление соответствующих мониторингов на этих объектах.

Указывается, что для государственного управления проблемой в первую очередь требуется принятие соответст-

вующих законов и других нормативно-правовых актов и их претворение в жизнь.

Это позволит принять государственные программы по энергосбережению, установлению обоснованных норм расходов энергии на предприятиях (организациях) этих стран на основе энергоаудитов и необходимости организации учета расхода энергии на всех объектах, разработки соответствующих решений проблемы энергосбережения и т.д.

В этой же главе особое внимание уделено изложению наиболее эффективных методов проведения энергетических аудитов на предприятиях и организациях, широко применяемых в Западных странах мира.

Указывается, что в соответствии с упомянутой методикой проведения энергетических аудитов требуется выполнить работу в трех этапах. На I этапе осуществляется сбор и анализ статических данных за последние 2-3 года по производству и расходу общей энергии и отдельных энергоносителей на данном предприятии, организации, объекте и пр. Проводиться предварительный анализ всех этих материалов по особой методике, оценивается уровень расхода общей энергии и отдельных энергоносителей, а также потенциал энергосбережения на данном предприятии.

Особенно подчеркивается то, что во II этапе проведения энергоаудита необходимо уточнить полученные на I этапе работы данные на основе проведения конкретных мероприятий (проведение измерительных работ, экспериментов и т.д.) непосредственно на месте, в каждом цехе, на каждой установке и т.д.

III этапом проведения энергоаудитов является разработка конкретных мероприятий по энергосбережению (на основе полученных результатов) и их внедрение. Причем, особенно подчеркивается то, что в первую очередь необходимо предусмотреть внедрение тех мероприятий, сроки окупаемости которых не превышают 1 года. Как правило, к таким

мероприятиям в первую очередь относятся административно-эксплуатационные мероприятия, например, такие как, стимулирование решения проблемы энергосбережения, соблюдение регулирования условия горения топлива, наблюдение за изменением состава и температуры дымовых газов, условие обеспечения возврата конденсата в котельные установки, снижение расхода пара и т.д. И объясняется это тем, что, хотя и эти мероприятия не требуют вложения инвестиций, но они могут обеспечить до 30% экономии энергии от общего потенциала энергосбережения.

В этой же главе представляются также мониторинговые требования к претворению в жизнь разработанных мероприятий, позволяющие сделать проблемы энергосбережение как постоянно действующим процессом.

Вторая глава книги «Топливо-первый источник энергосбережения» посвящена изучению ряда свойств первичного источника энергии-топлива, требующихся при решении многих вопросов проблемы энергосбережения. В числе этих характеристик в первую очередь отмечается разработка методики расчетов элементарных составов топлива, расчеты процесса горения, объема дымовых газов и т.д.

В третьей главе «Процесс когенерации – эффективный способ сбережения топлива» излагаются вопросы энергосбережения топлива в процессах производства электрической и тепловой энергии при использовании процесса когенерации-совместного производства теплоэлектроэнергии.

Указывается, что процессы когенерации, осуществлённые с помощью паровых, газовых и парогазовых турбин, могут применяться в виде отдельных блоков как на существующих электростанциях, так и в Системах Районного Отопления, а также и на индивидуальных предприятиях. Указывается, что полученная таким путём на отдельных предприятиях, а также в Системах Районного Отопления электроэнергия может подключиться к общей сети электроэнергии, а тепловая энергия

может быть использована или в Системах Районного Отопления или же в технологических процессах отдельных предприятий.

Приводится такой пример, что в 2000 году этим способом на промышленных предприятиях Нидерланд было произведено и использовано 5000 МВт, в Теплицах 1500 МВт, а в зданиях и домах (включая Системы Районного Отопления) - 2500 МВт энергии. И самое главное, приводятся данные, подтверждающие, что при переходе на процесс когенерации, по сравнению с тем, когда электрические и тепловые энергии производятся в отдельности, можно сэкономить топливо в количестве до 30%.

Четвертая глава книги «Энергосбережение в котельных установках» посвящена вопросам энергосбережения в котельных установках. Рассматриваются отдельные узлы установки, где можно сберечь энергию. Даются пошаговые инструкции, с помощью которых можно подсчитать влияние сохранения КПД установки на энергосбережение (эффективность паровой системы) системы, снижения расхода пара и возврата конденсата на этот процесс. Особое внимание в этой главе уделяется вопросам составления теплового баланса установки, как основного метода, позволяющего решить многие проблемы энергосбережения.

Пятая глава книги «Энергосбережение в промышленных печах » посвящена вопросам энергосбережения в промышленных печах. Указываются пути снижения расхода энергии в промышленных печах, даётся методика составления теплового баланса в этих печах, как основа энергосбережения в них.

Шестая, последняя глава книги «Энергетика и охрана окружающей среды» посвящена ряду вопросов, касающихся взаимосвязи энергетики и охраны окружающей среды. Коротко характеризуются основные элементы окружающей среды (воздушная, водная среда и недра).

Указывается, что в результате деятельности человека, наиболее массированно загрязняется вредными веществами воздушная среда. И этими веществами, в первую очередь, являются окислы углерода, сернистый ангидрид, окислы азота, а также различные пары органического и неорганического происхождения, имеющие различное влияние на здоровье человека, характеризующиеся с их предельно допустимой концентрацией (ПДК).

Здесь же отмечается, что в среде индустриальной промышленности приносящий окружающей среде наиболее массированный вред, являются теплогенерирующие установки (отопительные и производственные котельные установки, промышленные печи, тепловые и электрические станции), нефтехимические, металлургические заводы, автомобильный, авиационный, железнодорожный транспорт и т.д.

Указываются также пути предотвращения загрязнения охраны окружающей среды в энергетическом секторе.

Отмечается, что для охраны окружающей среды в области энергетики важное значение имеет получение энергии на основе так называемых возобновляемых источников энергии (солнце, ветер и т.д.). Однако, сегодняшний уровень возможности использования этих источников энергии не в состоянии обеспечить страны в нужном объеме энергии. А это равносильно тому, что потребители пока должны будут удовлетворять свои потребности в энергии только за счёт топлива. Значит, надо использовать все существующие технические решения, позволяющие полнее использовать количество тепла, выделяемого при сжигании топлива, чему и посвящена настоящая книга.

В этой главе книги приводятся так же принципы Европейского Сообщества по Защите Окружающей среды и Европейской Энергетической Хартии.

Книга предназначена для менеджеров различных отраслей электроэнергетической и индустриальной промышленности и объектов коммунальных хозяйств, занимающихся решением проблемы энергосбережения.

ГЛАВА 1. ОСНОВЫ ИНДУСТРИАЛЬНОГО ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

1.1. Менеджмент энергосбережения как основа решения проблемы

Процесс энергосбережения, как и любой другой процесс, требует управления планирования, организации и контроль этим процессом на всех уровнях. Только при этих условиях возможно обеспечить производственные процессы на предприятиях на необходимом уровне и при минимальных расходах энергии.

И первым долгом этим процессом должно управлять государство. Это означает, что государство должно принять соответствующие законы и нормативно – правовые акты в данной области и обеспечить их претворение в жизнь.

Законы по энергосбережению, как правило, предусматривают решение таких вопросов, как:

- Необходимость разработки и принятие Государственной Программы по энергосбережению;
- Осуществление государственного надзора над расходами энергоресурсов;
- Установление обоснованных норм расходов энергии на предприятиях, на основе энергоаудитов;
- Необходимость организации учёта расхода энергии на всех предприятиях и организациях;
- Внедрение новых технологий и техники, позволяющих сэкономить расход энергии на предприятиях;
- Разработка и внедрение соответствующих нормативно-правовых документов, а также документов, стимулирующих решение проблемы энергосбережения и т.д.

Контроль над выполнением этих и других условий, необходимых при решении проблем энергосбережения, осуществляемый со стороны государств, как правило, выполняют соответствующие министерства, энергонадзоры или же какие-либо другие организации, имеющие на это соответствующие лицензии.

Эти организации обязаны проводить на предприятиях, так называемые «внешние энергоаудиты», в задачу которых входят:

- Проверка организационной структуры энергосбережения данного предприятия;
- Проверка наличия Программы Энергосбережения предприятия и его эффективность;
- Наличие поощрительных механизмов по энергосбережению на данном предприятии;
- Состояние контроля и учёта расхода энергоресурсов;
- Нормирование расхода энергоресурсов на предприятии;
- Наличие энергопаспорта предприятия и т.д.

Наличие энергопаспортов предприятий позволяют вышестоящим организациям:

- Осуществлять своевременный контроль и управлять процессом энергосбережения, предприятий находящихся в их подчинении;
- Выявить предприятия (организации) по энергоёмкости, энергоаудиты для которых являются первоочередной задачей;
- Сравнить удельные показатели предприятия (организации, объектов и т.д.);
- Выработать рекомендации по использованию отдельных энергоресурсов;
- Оценить экономический эффект от экономии энергии;
- Наметить основные направления дальнейших исследований и т.д.

Предприятия (организации), имеющие худшие показатели в первую очередь должны стать объектом проведения “внутренних энергетических аудитов”.

1.2. Энергетический менеджмент на предприятиях

Управлением энергосбережения на предприятиях и организациях в первую очередь должны заниматься сами эти объекты и это зависит от специфики этих объектов. Основные принципы менеджмента энергосбережения для всех них являются практически одинаковыми и заключаются в следующем:

- Энергосбережением на предприятиях (организациях) должны управлять менеджеры по энергосбережению, обладающие специфическими знаниями;
- Для предприятия должна быть разработана соответствующая программа по энергосбережению (если на предприятии эта программа составляется в первый раз, то необходимо привлечь со стороны опытных экспертов);
- Управлять потреблением энергии на данном предприятии (организации) необходимо в соответствии с наличными возможностями технологических процессов и оборудования;
- Необходимо обеспечить постоянный замер основных потоков энергоносителей;
- Управлять потреблением энергии надо при помощи постоянного наблюдения за его расходами (энергетический мониторинг);
- Каждое предприятие (организация) должно иметь свой энергетический паспорт.

В энергетических паспортах промышленных предприятий должны быть отражены следующие информации:

- Удельный расход энергии на 1 т (на 1 шт.) выпускаемой продукции;
- Расход каждого вида энергоносителя (топлива, воды, сжатого воздуха и т.д.);
- Количество выпускаемой продукции;
- Потребление предприятием энергетических ресурсов в тоннах условного топлива;
- Энергетический эквивалент каждого вида энергоносителя;
- Плата за каждый вид энергоносителя;
- Доля затрат на энергию в стоимости реализованной продукции;
- Удельный расход энергии на 1 манат реализованной продукции;
- Удельный расход энергии на 1 м^2 общей площади предприятия;
- Удельный расход энергии на 1 м^2 площади производственных помещений;
- Удельный расход тепловой энергии на отопление на 1 м^2 отапливаемых помещений;
- Удельный расход тепловой энергии на отопление и горячее водоснабжение 1 м^2 площади отапливаемых помещений и т.д.

Аналогичные паспорта можно составить также по объектам жилищно-коммунального хозяйства, в котором должны найти свое отражение:

- Площадь объекта, в т.ч. жилая;
- Количество жителей;
- Расход тепловой энергии на отопление;
- Расход тепловой энергии на горячее водоснабжение;
- Себестоимость 1 Г/кал энергии;
- Тариф 1 Г/кал и т.д.

Все расчеты на основе этих данных выполняются по отоплению, горячему водоснабжению и суммарной тепловой энергии. Районы, имеющие худшие показатели, должны стать объектом энергетического аудита.

1.3. Методика проведения энергоаудитов

Энергетические аудиты – это мероприятия, проводимые на заводах, установках, зданиях и т.д. для оценки расходуемой энергии на этих объектах, выявления узлов перерасхода энергии, а также разработка соответствующих предложений по ликвидации перерасходов энергии на этих узлах по сравнению с нынешним уровнем. Энергетический аудит является основной частью энергетического менеджмента.

Выполнение энергоаудита состоит из трех этапов:

I этап – сбор предварительной информации;
II этап – уточнение данных предварительной информации;
III этап – анализ всей собранной информации и подготовка обоснованных предложений по энергоснабжению.

К сбору предварительной информации (I этап) относится сбор следующих данных:

- Базы данных об организации и оперативной работе объекта (производство, мощности и т.д.);
- Базы данных потребления энергии, в которые входят месячное потребление энергоносителей, тарифы энергоносителей, расходы на их покупку и поставку и т.д.;
- Базы данных о производстве, в т.ч. ежемесячное производство по виду и характеристике производственного цикла.

Сбор предварительных данных охватывает обычно последние 2-3 года.

После сбора базы данных приступают к их анализу.

В первую очередь определяют доли используемых энергоносителей (см. рис.1.1). Представленная на рис.1.1 диаграмма показывает сравнительное годовое распределение общей энергии, которая содержит информацию о доле каждого использованного энергоносителя.

Далее производится анализ вариации энергопотребления (по всем видам энергоносителей и по общей энергии). Это раскрывает некоторые из характеристик потребления энергии, зависящих от факторов времени и производства.

На рис.1.2 в качестве примера представлено ежемесячное потребление энергии и производство (обработка природного газа на одном из газоперерабатывающих заводов).

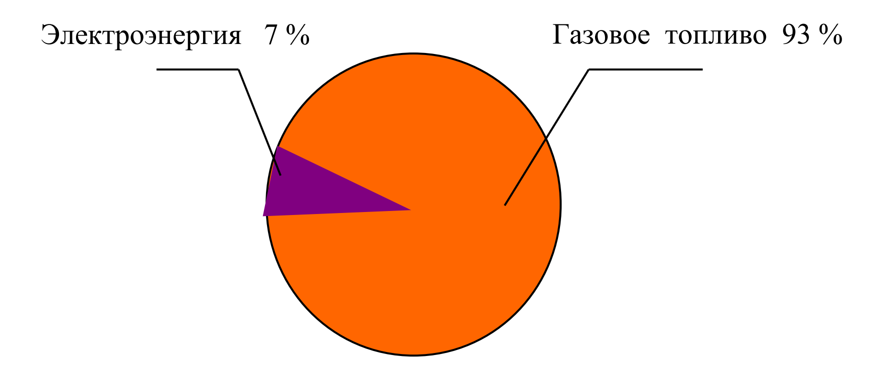


Рис. 1.1. Распределение доли энергоносителей на газоперерабатывающем заводе.

Из анализа графика видно, что в мае-июне месяцах рассматриваемого года при резком падении объема переработки газа, расход энергии практически сохранился на том же уровне, что и при нормальном объеме переработки газа, что и требует выяснения.

Рис 1-2-1-3

Рис 1-4-1-5

Сказанное еще более наглядно видно из рис.1.3, отражающего зависимость удельного расхода энергии от объема перерабатываемого газа.

После анализа всех таких вариаций со всеми энергоносителями, используемыми на данном предприятии, следует установление основного уровня потребления энергии.

Основным уровнем потребления энергии является связь между потреблением энергоносителей и производством (или климатическими условиями).

Указанная связь, имеющая приблизительно линейный характер, описывается уравнением:

$$E = C_1 + m_1 P_1 + C_2 + m_2 P_2 + C_3 + m_3 P_3 + ... + C_n + m_n P_n \qquad (1.1)$$

где E – потребленная энергия (общая или же отдельный энергоноситель);

C – постоянное потребление энергии;

m – угловой коэффициент;

P – фактор, который влияет на потребление энергии (производство, температура в дневное время и пр.)

Эти величины определяются при помощи регрессивного анализа.

На рис.1.4 в качестве примера представлен основной уровень зависимости потребления общей энергии в зависимости от объема перерабатываемого количество газа на газоперерабатывающем заводе. Эта зависимость, как видно из рис.1.4., характеризуется для данного случая уравнением:

$$E_{общ} = 0,24 V_г + 84094 \qquad (1.2)$$

где $E_{общ}$ – общий уровень потребления энергии для переработки газа на данном заводе, в ГДж;

$V_г$ – объем перерабатываемого газа, в тыс.м^3.

На рис.1.5 в качестве примера представлен основной уровень зависимости потребления газового топлива от объема переработки газа. Эта зависимость характеризуется уравнением:

$$E_{г/T} = 0{,}0081V_2 + 2756{,}1 \qquad (1.3)$$

где $E_{г/T}$ – основной уровень зависимости газового топлива от объема перерабатываемого газа, тыс.м^3.

Анализ уравнений 1.2 и 1.3 позволит сделать ряд выводов. Например, если предположить, что в уравнении 1.2 $V_г$=0, то получается, что $E_{общ}$=84094 ГДж. Поэтому следовало бы разобраться в причинах этого расхода энергии, при отсутствии переработки газа.

Основной характеристикой энергетического потребления на производстве является удельный расход энергии, т.е. энергия, расходуемая на единицу производства.

На рис.1.6 в качестве примера представлен основной уровень зависимости между количеством переработанной нефти и удельным расходом энергии, на рис.1.7 основной уровень зависимости между количеством переработанный нефти и удельным расходом мазутного топливо, а на рис.1.8 основной уровень зависимости между количеством переработанной нефти и удельным расходом воды.

Из анализа графиков видно, что удельный расход энергии зависит от объема производства, чем больше объем производства, тем меньше удельный расход энергии.

Отсюда следует, что минимальный расход энергии на предприятиях достигается при их максимальных объемах производства.

Определив таким путём удельные расходы энергии данного производства, необходимо их сравнивать с аналогичными показателями других аналогичных производств, работающих на том же уровне техники и технологии. Аналогичные сравнения можно сделать и с проектными показателями, с показателями различных времен и т.д.

Рис 1-6-1-7

Рис 1-8-1-9

Отклонение от основного уровня потребления энергии во времени характеризуется с CUSUM (кумулятивная сумма).

CUSUM выражается уравнением:

$$CUSUM = \sum_{j=1}^{\tau} \left(E_j^* - E_j \right) \qquad (1.4)$$

где E_j^* - учтенное количество энергии (энергоносителя) за j период;

E_j - потребление энергии (энергоносителя), которое соответствует основному уровню для j- месяца;

τ - отрезок времени, использованный в анализе (день, неделя, месяц), как последовательная сумма отклонений учтенного потребления от основного уровня, как функция времени.

Эта характеристика трансформирует связь «энергия – производство» в области времени и отражает процесс управления потреблением энергии и показывает в какой момент этого периода имеется воздействие на потребление энергии.

Управление потреблением энергии считается хорошим, если отклонение в линии CUSUM не превышает 5% от основного уровня.

В качестве примера в табл.1.1 и на рис.1.9 представлены CUSUM использования электрической энергии на установке переработки газа. CUSUM необходимо определить по всем энергоносителям.

После анализа собранных всех этих предварительных информаций, в результате которых в основном определятся доли используемых энергоносителей и удельные расходы, а также оценивается потенциал энергосбережения, приступают ко II этапу энергоаудита – уточнению этих данных.

Таблица 1.1

CUSUM для установок переработки газа по расходу электроэнергии.

М-цы	Расход электроэнергии на установках, кВтч	Основной уровень расхода электрической энергии на установках	Разница, кВтч	CUSUM, kВтч
1	2	3	4	5
I	673090	1022371	-349281	-349281
II	1077920	987151	90769,2	-258512
III	955190	1058682	-103492	-362004
IV	948100	1027627	-79527,4	-441531
V	1034390	1017580	16809,7	-424722
VI	895200	947184	-51983,9	-476706
VII	959690	983111	-23420,8	-500126
VIII	1110890	1031402	79487,8	-42039
IX	984090	1014951	-30861,5	-451500
X	1076090	1015127	60963,4	-390537
XI	1015290	1023091	-7801,07	-398338
XII	1058550	1021996	36553,8	-361784
I	1039350	1050107	-10757,1	-372541
II	1008820	1036547	-27726,8	-400268
III	1024950	1049386	-24435,7	-424704
IV	891100	963972	-72871,6	-497575
V	1049350	1040182	9168,32	-488407
VI	1001510	1032128	-30618,5	-519025
VII	1294300	1018821	275479	-243547
VIII	1398110	1028647	369463	125917
IX	1005700	1018510	-12809,7	113107
X	1022455	1036168	-13713,4	99393,5
XI	962610	1039249	-76638,6	22754,8
XII	1023105	1045911	-22806,4	-51,55

К уточнению предварительной информации (II этап) относятся:

- Непосредственное изучение объекта, в котором предполагается наличие потенциала энергосбережения;

- Проведение экспериментальных работ по уточнению полученных в результате обработки статических данных и их обработка;
- Беседы с персоналами по этим вопросам.

При сборе этой информации (прежде всего, когда данные собираются из бухгалтерских документов и книг) должны быть приняты во внимание некоторые обстоятельства, которые в дальнейшем могут послужить источником допуска ошибок в проведении энергетического аудита. Например, закупленное но не использованное топливо, которое записано в книгах; квитанции, которые часто содержат штрафы, когда периоды учета производства и энергетического потребления не совпадают и т.д.. Этих ошибок следует избегать.

После сбора всех этих информаций и их уточнения, приступают к III этапу энергоаудита - тщательному анализу полученной информации и разработке обоснованных предложений по энергосбережению. При этом рассматриваются все возможные узлы системы производства и энергопотребления, а именно:

- Котельные установки;
- Основные технологические процессы;
- Система воздуха под давлением;
- Система для нагревания воды;
- Отопительные, вентиляционные системы и системы кондиционирования воздуха;
- Системы поставки электрической энергии;
- Освещение;
- Здание.

Каждая из этих систем изучается в зависимости от того:

- Какие функции она выполняет;
- Как исполняет эти функции;
- Сколько энергии потребляет система;
- Каковы показатели нормального функционирования системы;

- Как привести систему в нормальное состояние;
- Как снизить потребляемую системой энергию;
- Как поддерживать систему;
- Кто ответственен за состояние системы и повышение её эффективности.

После тщательного анализа всех этих данных, можно разработать предложения, где будут приведены все возможные меры по экономии энергии на данном объекте.

В списке разработанных мероприятий приводятся данные, характеризующие величины годового энергосбережения в результате осуществления всех предложенных мер, необходимое количество инвестиции, сроки окупаемости т.д. Это означает, что разработанные меры по энергосбережению должны иметь соответствующие технико-экономические обоснования с учетом их срока окупаемости.

Следующим этапом энергетического аудита является подбор наиболее подходящих мер по их использованию, а также разработка плана по применению этих мер.

В первую очередь для внедрения подбираются безрасходные и малорасходные мероприятия по энергосбережению. Как правило, сроки окупаемости этих мероприятий не превышают 1 год (см. табл. 1.2). К этим мероприятиям относятся административные мероприятия, меры по контролю и регулированию работы контрольно - измерительных приборов, процесса горения топлива, контроль за составом дымового газа, обеспечение контроля возврата конденсата в котельные установки, предотвращение потери тепла в системе транспорта пара и т.д.

Для анализа и разработки таких мер прежде всего потребуется сбор таких данных, как:

- Тепловая мощность, поверхность теплообмена, КПД котла, число часов работы в год и т.д.;
- Марка, год выпуска, мощность горелки и т.д.;
- Марка, год выпуска, мощность мазутной горелки и т.д.;

Таблица 1.2

Безрасходные и малорасходные мероприятия по энергосбережению на промышленных объектах и котельных установках Самарской области со сроком окупаемости менее 1 года.

Энергоемкость, 1000 т.у.т.	Количество промышленных объектов, шт.	Количество котельных установок, шт.	Использование топлива		Планируемый эффект		Расход средств на выполнение мероприятия 1000 руб	Срок окупаемости, год
			1000 т.у.т. /год	1000 руб/год	1000 т.у.т./ год	1000 руб/год		
3-6	85	-	387,08	227216	58,06	34,08	21044	0,62
6>	60	-	6325,99	3713356	632,6	371335,6	26968	0,07
1	-	419	533,12	312941	26,66	15674	8644	0,55

- Показатели воды (температура входящей в котел воды, ее давление, количество воды, входящей в котел, количество конденсата, возвращаемое в котел, ее температура, подпитка воды, цена воды, цена очистки воды и т.д.);
- Данные газового топлива (часовой расход, давление газа, разрежение воздуха, расход воздуха, его давление, температура на входе в горелку, теплотворная способность и т.д.);
- Данные мазутного топлива (часовой расход, давление, расход воздуха, расход пара, температура пара, температура воздуха, теплотворная способность мазута и т.д.);
- Данные дымового газа (количество, его температура, количество CO_2 в составе дымового газа, количество SO_2, N_2, CO, количество водяного пара и т.д.);
- Данные водяного пара (количество выпускаемого пара, количество продувочного пара, давление выпускаемого пара, его температура, расход топлива на производство 1 кг пара и т.д.);

- Данные по транспорту пара;
- Данные контроля измерительных приборов для регулирования процесса горения, для дымовых газов) и т.д.;

Все эти данные должны сопоставиться с фактическими данными и разработаться соответствующие мероприятия по сокращению потерь энергии, со сроком окупаемости менее 1 года.

Таким образом, прежде чем планировать внедрение капиталоёмких мероприятий, следует использовать все резервы снижения расходов топлива и энергии путём совершенствования организации производства: улучшение технического состояния оборудования, энергетических режимов его работы, устранение потерь энергоресурсов, вызываемых низкими коэффициентами загрузки оборудования и т.д. Иначе потенциальный эффект от внедрения новых технологий и оборудования полностью может быть и не реализован.

Во второй очереди для внедрения планируются мероприятия, сроки окупаемости которых составляют 1-3 года.

В последнюю очередь для внедрения планируются про-екты по усовершенствованию технологии, оборудования, сроки окупаемости которых составляют более 3-х лет.

Одним из самых главных требований в управлении потребления энергии является ещё и то, что необходимо осуществлять постоянное наблюдение (мониторинг) за всеми этими работами.

1.4. Организационные мероприятия и энергетический мониторинг по обеспечению энергосбережения

Мониторинговые процессы требуют от специалистов (менеджеров) специальные знания и в первую очередь, знания составления и анализа тепловых балансов, разработки и

оптимизации норм расхода топлива и энергии, оценки эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия. Эти знания специалисты, как правило, получают на специальных курсах повышения квалификации.

Энергетический мониторинг включает в себя ниже перечисленные элементы:

- Мониторинг расхода энергоресурсов (измерение расходов энергоносителей) на каждом подразделении или участке объекта (предприятии);
- Мониторинг полученной продукции на том же участке, того же объекта (предприятии);
- Установление зависимости между энергопотреблением и выходом продукции на указанном участке данного объекта (предприятии);
- Установление зависимости между энергопотреблением и выпущенной продукцией в целом для данного объекта (предприятия);
- Организация регулярной, чаще всего еженедельной, системы отчетности с оценкой эффективности энергоресурсов для каждого участка, отдельных цехов, подразделений и в целом для предприятия, включая экономическую оценку - какая сумма денег израсходована на энергоресурс, каков перерасход или экономия;
- Создание специальных рабочих групп в каждом подразделении, которые регулярно анализируют полученную информацию, разрабатывают и внедряют мероприятия по повышению энергетической эффективности своих подразделений;
- Создание механизма на всех уровнях организационной структуры предприятия для мотивации работников и стимулирования энергосбережения.

Этот метод, который известен под названием Целевой Энергетический Мониторинг (ЦЭМ) широко применяется на предприятиях Великобритании, Германии, Чехии, России и т.д. Обобщение опытов этих стран по ЦЭМ показывает, что эта система обеспечивает:

- Улучшение контроля за использованием энергоресурсов, осознание реальных затрат на них, большую заинтересованность в экономии энергоресурсов;
- Надежную информацию о стоимости энергоресурсов для каждого подразделения и технологического процесса, что помогает принимать коммерческие решения, планировать и рассчитывать бюджет;
- Снижение затрат на энергоресурсы (в среднем на 10%, в некоторых случаях – до 25%) за счет улучшения капитальных затрат;
- Более точную оценку объема и стоимости сэкономленных энергоресурсов за счет внедрения энергосберегающих мероприятии и проектов.

Существуют и специальные компьютерные программы («Montag») для использования ЦЭМ. Эти программы широко используются в таких странах, как Германия, Англия и т.д.

Таким образом, исходя из вышеизложенного, можно заключить, что основу решения проблемы энергосбережения составляют представленные в настоящей главе идеи, связанные с концепцией энергетического менеджмента, концепцией энергетического аудита и концепцией энергетического мониторинга.

ГЛАВА 2. ТОПЛИВО - ПЕРВЫЙ ИСТОЧНИК ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Смысл того, что топливо является первым источником энергосбережения заключается в том, чтобы химическая энергия, содержащаяся в нем, использовалась полностью и максимально полезно. При решении этих задач требуется знать многие свойства сжигаемых топлив при данных условиях, в т.ч. элементарный состав топлива, расчеты процесса горения и т.д.

Ниже приведены методы расчетов ряда важных свойств топлива, потребующихся при решении многих задач энергосбережения.

2.1. Методика расчета элементарного состава топлива

Топливом называются горючие вещества, используемые для получения тепла. Топливо разделяется на естественное и искусственное.

Искусственное топливо является результатом переработки естественного топлива. Наиболее распространенными видами естественного топлива является природные газы, нефть и др.

Наиболее распространенным видом искусственного топлива являются мазут, бензин и др.

Перечисленные виды топлива являются продуктами органического происхождения.

Топливо, расходуемое на сжигание в топках котлов или печей, называется рабочим топливом.

Элементарный состав рабочего топлива характеризуется следующим равенством:

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S_Л^P + A^P + W_{H_2O}^P = 100\%вес \qquad (2.1)$$

где

– индекс «Р» означает рабочее топливо, С – карбон, Н – водород, О – кислород, N – азот,

$S_Л^P$ – летучая горючая сера, А – негорючая минеральная часть топлива, $W_{H_2O}^P$ – влага в топливе.

Указанные элементы в уравнении 2.1 не являются механической смесью, а находятся в топливе в виде сложных соединений.

Горючими элементами в топливе являются только $C^P, H^P, S_Л^P$. Чем больше процентное содержание этих горючих элементов в топливе, тем выше его теплота сгорания. Все остальные компоненты в уравнении 2.1 являются балластами топлива.

В отличие от рабочего состава топлива, при анализе в лабораторных условиях, компонентный состав топлива получают без учета влаги в его рабочем составе, т.е. по существу определяется сухой состав топлива (в % объеме). При этом сухой элементарный состав топлива определяется следующим образом. В начале объемный состав топлива переводится на весовой состав. Затем определяется элементарный компонентный состав топлива в следующей последовательности:

1. Вначале определяется весовое процентное содержание всех элементарных компонентов в составе сухого топлива:

$$
\left.
\begin{aligned}
&C_i^{сух} = g_i^{сух} \cdot \frac{12 \cdot m_i^C}{M_i}; && C^{сух} = \Sigma C_i^{сух} \\
&H_i^{сух} = g_i^{сух} \cdot \frac{1 \cdot m_i^H}{M_i}; && H^{сух} = \Sigma H_i^{сух} \\
&O_i^{сух} = g_i^{сух} \cdot \frac{16 \cdot m_i^0}{M_i}; && O^{сух} = \Sigma O_i^{сух} \\
&S_{Лi}^{сух} = g_i^{сух} \cdot \frac{32 \cdot m_i^{S_Л}}{M_i}; && S_Л^{сух} = \Sigma S_{Лi}^{сух} \\
&N_i^{сух} = g_i^{сух} \cdot \frac{14 \cdot m_i^N}{M_i}; && N^{сух} = \Sigma N_i^{сух}
\end{aligned}
\right\} \qquad (2.2)
$$

где

$C^{сух}, H^{сух}, O^{сух}, S_Л^{сух}, N_i^{сух}$ – сухой элементарный карбон (C), водород (H), кислород (O), сероводород ($S_л$) и азот (N) в составе топлива, % вес; $g_i^{сух}$ – весовое %-ное содержание i-ого компонента в составе сухого топлива,

m_i – количество атомов данного элементарного компонента в составе i-ого компонента топлива,

M_i – молекулярный вес i-ого компонента в составе топлива,

$C^{сух}, H^{сух}, O^{сух}, S_Л^{сух}, N^{сух}$ – сумма элементарных компонентов, (карбона, водорода, кислорода, летучей серы и азота) в составе молекулярных компонентов топлива.

2. Суммируются все компоненты сухого элементарного состава:

$$C^{сух} + H^{сух} + O^{сух} + S_Л^{сух} + N^{сух} = 100\% \text{ вес} \qquad (2.3)$$

Написав $A^P=0$ уравнение 2.1 можно представить в виде:

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S_Л^P = 100 - W_{H_2O}^P \qquad (2.4)$$

Тогда из совместного рассмотрения уравнений 2.3 и 2.4 получим (в %):

$$C^{P} = C^{сух} \cdot \frac{100 - W_{H_2O}^{P}}{100}; \tag{2.5}$$

$$H^{P} = H^{сух} \cdot \frac{100 - W_{H_2O}^{P}}{100}; \tag{2.6}$$

$$O^{P} = O^{сух} \cdot \frac{100 - W_{H_2O}^{P}}{100}; \tag{2.7}$$

$$N^{P} = N^{сух} \cdot \frac{100 - W_{H_2O}^{P}}{100}; \tag{2.8}$$

$$S_{Л}^{P} = S_{Л}^{сух} \cdot \frac{100 - W_{H_2O}^{P}}{100}; \tag{2.9}$$

В качестве примера в таблице 2.1 и 2.2 приведены результаты расчетов по формуле 2.2 и 2,5-2,9.

Таким образом, зная сухой элементарный состав топлива, по уравнениям 2.5-2.9 можно вычислить элементарный рабочий состав топлива.

Зная элементарный рабочий состав топлива можно определить сухой элементарный состав топлива по формулам:

$$C^{сух} = C^{P} \cdot \frac{100}{100 - W_{H_2O}^{P}}; \tag{2.10}$$

$$H^{сух} = H^{P} \cdot \frac{100}{100 - W_{H_2O}^{P}}; \tag{2.11}$$

$$O^{сух} = O^{P} \cdot \frac{100}{100 - W_{H_2O}^{P}}; \tag{2.12}$$

$$N^{сух} = N^{P} \cdot \frac{100}{100 - W_{H_2O}^{P}}; \tag{2.13}$$

$$S_{Л}^{сух} = S_{Л}^{P} \cdot \frac{100}{100 - W_{H_2O}^{P}}; \tag{2.14}$$

Таблица 2.1

Результаты расчетов сухого элементарного состава газового топлива по его компонентному составу и по данным анализа (по формуле 2.2)

Компонент-ный состав газа	Содержа-ние % вес	Сухой элементарный состав, % вес				
		$C^{сух}$	$H^{сух}$	$O^{сух}$	$S^{сух}_{Л}$	$N^{сух}$
CO_2	8,8	2,4	-	6,4	-	-
H_2S	0,4	-	0,02	-	0,38	-
CO	29,6	12,7	-	16,9	-	-
H_2	1,1	-	1,1	-	-	-
CH_4	1,5	1,13	0,37	-	-	-
N_2	58	-	-	-	-	58
O_2	0,3	-	-	0,3	-	-
C_mH_n	0,3	0,26	0,04	-	-	-
Σ	100	16,49	1,53	23,6	0,38	58,0

Таблица 2.2

Результаты расчетов рабочего элементарного состава газового топлива по данным сухого элементарного состава при W_{H2O}^{P}=10% вес (по ф-ле 2.5-2.9)

Сухой эле-ментар-ный состав топ-лива % вес	Содер-жание % вес	Рабочий элементарный состав, % вес					
		C^P	H^P	O^P	$S^P_{Л}$	N^P	W^P
$C^{сух}$	16,49	14,84					
$H^{сух}$	1,53	-	1,38				
$O^{сух}$	23,6	-	-	21,24			
$S^{сух}$	0,38	-	-	-	0,33		
$N^{сух}$	58,0	-	-	-	-	52,21	
Σ	100	14,84	1,38	21,24	0,33	52,21	10,0

С помощью уравнений 2.5–2.9 и 2.10–2.14 по данным одного элементарного состава топлива можно определить другой элементарный состава топлива.

Иногда, по данным анализа состава газа, т.е. по данным сухого компонентного состава газа, требуется определить рабочий компонентный состав топлива. Этот вопрос решается путем следующего пересчета, по формуле:

$$y_i^P = y_i^{сух} \cdot \frac{0{,}805}{0{,}805 + W_{H_2O}^P} \qquad (2.15)$$

где y_i^P – величина i-го рабочего компонента в составе топлива, % вес (например CH_4^P);

$y_i^{сух}$ – величина того же i-го компонента в составе сухого топлива, вес % (например, $CH_4^{сух}$);

0,805 – вес 1 м^3 водяного пара в кг (при нормальных условиях);

$W_{H_2O}^P$ – влагосодержание газа, в кг/м^3.

2.2. Расчет теплоты сгорания

Теплотой сгорания называется величина, указывающая количество тепла, выделяемого при сжигании 1 кмоля, 1 кг или 1 м^3 топлива при нормальных физических условиях.

Существует высший и низший пределы теплоты сгорания топлива. При определении теплоты сгорания в калориметрических бомбах за счет охлаждения водяных паров, образовавшихся в результате процесса горения и их конденсации, выделяется дополнительное количество тепла. В практических условиях этого не происходит, так как водяные пары, не сконденсировавшись, вместе с другими компонентами, составляющими дымовые газы, выбрасываются в атмосферу.

Кроме того, происходит испарение в составе топлива жидкой воды, отнимая на это часть тепла реакции.

Связь между высшими и низшими пределами теплоты сгорания для рабочего элементарного состава может быть представлена:

$$Q_H^P = Q_B^P - 600\left(\frac{9H^P + W^P}{100}\right) \qquad (2.16)$$

где: Q_H^P – низшая теплотворная способность рабочего топлива, ккал/кг;

Q_B^P – верхняя теплотворная способность рабочего топлива, ккал/кг;

600 – величина скрытой теплоты парообразования, ккал/кг;

$9H^P/100$ – общий вес водяных паров, образующихся при горении водорода, ккал/кг;

$W^P/100$ – общий вес водяных паров, образующихся от испарения находящейся в топливе влаги, ккал/кг.

Взаимный пересчет теплоты сгорания рабочего и сухого состава топлива производится по формуле:

$$Q_H^P = Q_H^{сух} \cdot \frac{100 - W_{H_2O}^P}{100} - 6W_{H_2O}^P \qquad (2.17)$$

где $Q_H^{сух}$ – низшая теплота сгорания сухого топлива, ккал/кг;

$W_{H_2O}^P$ – % вес.

Таблица 2.3

Теплота сгорания газов (при 0 ^{0}C и 101,3 кПа)

Газ	**Реакция горения**	**Молярная, МДж/кмоль**		**Массовая, кДж/кг**		**Объемная, кДж/м^3**	
		выс-шая	низшая	выс-шая	низ-шая	выс-шая	низшая
Водород	$H_2 + 0,5O_2 = H_2O$	286,06	242,9	141900	120080	12750	10790
Оксид Углерода	$CO + 0,5O_2 = CO_2$	283,17	283,17	10090	10090	12640	12640
Метан	$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$	880,9	800,9	55546	49933	39820	35880
Этан	$C_2H_6+3,5O_2=2CO_2+3H_2O$	1560,9	1425,7	52019	47415	70310	64360
Пропан	$C_3H_8+5O_2=3CO_2+4H_2O$	2221,4	2041,4	50385	46302	101210	93180
н-Бутан	$C_4H_{10}+6,5O_2=4CO_2+5H_2O$	2880,4	2655,0	51344	47327	133800	123570
Изобутан	$C_4H_{10}+6,5O_2=4CO_2+5H_2O$	2873,5	2648,3	51222	47208	132960	122780
н-Пентан	$C_5H_{12}+8O_2=5CO_2+6H_2O$	3539,1	3274,4	49052	45383	169270	156630
Этилен	$C_2H_4+3O_2=2CO_2+2H_2O$	1412,0	1333,5	50341	47540	63039	59532
Пропилен	$C_3H_6+4,5O_2=3CO_2+3H_2O$	2059,5	1937,4	48944	46042	91945	88493
Бути-лен	$C_4H_8+6O_2=4CO_2+4H_2O$	2720	2549,7	48487	45450	121434	113830

Теплота сгорания сухого природного газа (высшая - $Q_B^{сух} или Q_H^{сух}$ - низшая) может быть вычислена по формуле:

$$Q_B^{сух} = \sum_{i=1}^{n} Q_{вi}^{сух} C_i \qquad (2.18)$$

$$Q_H^{сух} = \sum_{i=1}^{n} Q_{Hi}^{сух} C_i \qquad (2.19)$$

где $Q_{вi}^{сух} и Q_{Hi}^{сух}$ – определяются в ккал/м^3 по данным таблицы 2.3;

C_i – мольная доля i-го компонента в составе природного газа.

2.3. Число Воббе

На практике иногда одно топливо приходится заменить на другое топливо.
Взаимозаменяемость видов топлива могут быть определены числом Воббе:

$$Воббе = \frac{Q_в^P}{\sqrt{\Delta}} \qquad (2.20)$$

где $Q_в^P$ – верхняя теплотворная способность топлива, ккал/м^3;

Δ – относительный удельный вес газа.
Относительный удельный вес газа может быть определен по формуле:

$$\Delta = \frac{\gamma}{1{,}293} \qquad (2.21)$$

где γ – удельный вес газа, кг/м^3.
Верхнюю теплоту сгорания топлива можно определить также по элементарному составу топлива:

$$Q_в^P = 81C^P + 300H^P - 26\left(O^P - S_Л^P\right) \qquad (2.22)$$

где $Q_в^P - ккал/кг$,

C^P, H^P, O^P и $S_Л^P$- определяются по формулам 2.5-2.9.

Так как пределы колебания числа Воббе весьма широки, ГОСТ 5542-87 требует устанавливать для каждой газораспределительной системы номинальное значение числа Воббе ± не более 5%. Объясняется это тем, что природные газы содержат не только легкие и тяжелые углеводороды, но и инертные газы, недоучет концентрации которых может приводить к нарушению устойчивости пламени горелок, изменению диапазона их регулирования, снижению полноты

сгорания топлива и повышению содержания вредных компонентов в продуктах сгорания. По этим причинам при переводе тепловых установок с одного газа на другой необходимо обращать внимание не только на близость значений числа Воббе обоих газов, которые обеспечивают постоянство тепловой мощности всех горелок, но и всех физико-химических характеристик.

2.4. Условное топливо

Условным принято считать теплоту сгорания для каменного угля – 7000 ккал/кг (29307 кДж/кг).

Для пересчета натурального топлива в условное можно пользоваться формулой:

$$B_{У.Т} = B \cdot \frac{Q_H^P}{7000} \quad (2.23)$$

где $B_{У.Т}$ – количество условного топлива, кг.у.т.;

B – количество натурального топлива, кг.

Q_H^P – низшая теплотворная способность рабочего топлива, ккал/кг;

В последние годы в качестве условного топлива на международной арене используется нефтяной эквивалент (н. е.). В качестве нефтяного эквивалента принята теплота сгорания 1 кг сырой нефти, равной 10000 ккал (41868 кДж/кг). Тогда формула 2.23 примет вид:

$$B_{У.Т} = B \cdot \frac{Q_H^P}{10000} \quad (2.24)$$

В международной арене используют следующие переводные коэффициенты (т.н.е./т) для:

Газа нефтепереработки	– 1,15
Керосин	– 1,045
Сжиженного газа	– 1,13
Нафта	– 1,075
Автобензина	– 1,07
Газо/дизельная нефть	– 1,035
Автобензина	– 1,07
Печное бытовое топливо	– 0,96
Реактивное топливо	– 1,065
Прочие	– 0,96

2.5. Реакции горения

Горением называют протекающую сравнительно быстро во времени химическую реакцию соединения горючих компонентов топлива (C^P, H^P, $S_Л{}^P$) с кислородом, сопровождающуюся интенсивным выделением теплоты и резким повышением температуры продуктов сгорания.

Для начала реакция горения необходима, чтобы эта система (топливо – воздух) подогрелась до определенной температуры. Эта температура называется температурой воспламенения горючего. Например, температура воспламенения метана составляет 545 – 800 ^{0}С, для этана – 530-694 ^{0}С, для пропана – 504-588 ^{0}С. После начала процесса горения она поддерживается самостоятельно, без добавочного подвода тепла извне, до тех пор, пока по какой-либо причине температура горения не станет ниже температуры воспламенения данного горючего.

Для полного горения, т.е. сжигания без остатка всех горючих компонентов, входящих в состав газа, требуется минимальное количество воздуха (теоретически необходимое количество воздуха), зависящее от состава газа.

Если воздух подается меньше теоретически необходимого количества, то горючие составляющие газа не могут полностью сгореть, и произойдет неполное горение газа.

Реакция горения описывается стехиометрическими уравнениями, характеризующими качественно и количественно вступающие в реакцию и образующиеся в результате ее вещества. Общее уравнение реакции горения любого углеводорода:

$$C_mH_m + (m + \frac{n}{4})O_2 = mCO_2 + \frac{n}{2}H_2O + Q \qquad (2.25)$$

где

m, n – число атомов углерода и водорода в молекуле;

Q – тепловой эффект реакции (теплота сгорания).

Реакция горения наиболее распространенных в практике газов приведена в табл.2.3.

Для горения топлива необходим кислород. В расчетах объемный состав сухого воздуха принимается следующим: кислород 21,0; азот – 79,0. Следовательно, 1 м^3 кислорода содержится в 100/21 = 4,76м^3 воздуха, или на 1 м^3 кислорода приходится 79/21 = 3,76 м^3 азота.

Приведенное выше уравнение 2.25 применительно к горению любого углеводорода в воздухе можно записать в виде:

$$C_mH_m + (m + \frac{n}{4})(O_2 + 3{,}76N_2) = mCO_2 + \frac{n}{2}H_2O + (m + \frac{n}{4})3{,}76N_2 \qquad (2.26)$$

В табл. 2.4 представлены потребности различных газов в кислороде и воздухе, в соответствие реакцией горения.

Таблица 2.4

Теоретическая потребность в сухом кислороде и воздухе, м^3, и объем продуктов сгорания газа при сжигании 1 м^3 газа при $L_т$=1,0.

Газ	Теоретическая потребность		Продукты сгорания			
	Кислорода	Воздуха	Диоксид углерода	Водяной пар	Азот	Всего
1	2	3	4	5	6	7
Водород H_2	0,5	2,38	-	1,0	1,88	2,88
Оксид углерода CO	0,5	2,38	1,0	-	1,88	2,88
Метан CH_4	2,0	9,52	1,0	2,0	7,52	10,52
Этан C_2H_6	3,5	16,66	2,0	3,0	13,16	18,16
Пропан C_3H_8	5,0	23,8	3,0	4,0	18,80	25,8
Бутан C_4H_{10}	6,5	30,94	4,0	5,0	24,44	33,44
Пентан C_5H_{12}	8,0	38,08	5,0	6,0	30,08	41,08
Этилен C_2H_4	3,0	14,28	2,0	2,0	11,28	15,28
Пропилен C_3H_6	4,5	21,42	3,0	3,0	16,92	22,92
Бутилен C_4H_8	6,0	28,56	4,0	4,0	22,56	30,56
Пентилен C_5H_{10}	7,5	35,7	5,0	5,0	28,20	38,20
Ацетилен C_2H_2	2,5	11,9	2,0	1,0	9,40	12,40

Однако потребуется, чтобы для полного горения топлива количество воздуха было несколько больше, чем величина минимального количества (теоретическое количество) воздуха. Ниже в таблице 2.5 представлены общепринятые значения α, O_2 и CO, обеспечивающие полное сгорание топлива:

Таблица 2.5

Уровни избытка воздуха и содержание O_2 в топке.

№	Топливо	Избыток воздуха $\alpha_и$, в %		Содержание O_2, в %	
		мини-мум	макси-мум	Мини-мум	макси-мум
1	Природный газ	10,0	15,0	2,0	2,7
2	Легкие фракции нефти	12,5	20,0	2,3	3,5
3	Тяжелые фракции нефти	20,0	25,0	3,3	4,2

Содержание СО в составе дымового газа должен быть ниже 100 ррм, а $O_2 = < 2,0$ %. Обычно дымовой газ с таким составом бывает визуально незаметен. Все это означает, что процесс горения топлива должен быть управляемым и регулирован.

2.6. Расчет теоретического количества воздуха для горения

Теоретически необходимое количество воздуха для горения топлива может быть определено:

$$L_T = 0,0889K^P + 0,265H^P - 0,0333O^P \qquad (2.27)$$

где

K^P, H^P, O^P – являются показателями элементарного состава топлива, L_T определяется в м^3/кг.

Здесь K^P определяется по формуле (в %):

$$K^P = C^P + 0,375S_Л^P \qquad (2.28)$$

В уравнениях 2.27-2.28 C^P, H^P, O^P и $S_Л^P$ являются компонентами элементарного состава топлива (см. параграфе 2.1).

При неизвестном химическом составе, но известной низшей теплоте сгорания, теоретический расход воздуха приближенно можно определить по формуле:

$$L_T = \frac{1{,}12 Q_H^P}{1000} \qquad (2.29)$$

где – теоретически необходимое количество воздуха L_T определяется в м³/кг;

Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива определяется в ккал/м³.

Зная теоретически минимальное количество воздуха, можно определить количество фактически требующегося объема воздуха по формуле:

$$V_{воз} = \alpha_ф \cdot L_T \qquad (2.30)$$

где $\alpha_ф$ – фактический коэффициент избытка воздуха.

2.7. Фактический коэффициент избытка воздуха

Фактический коэффициент избытка воздуха может быть определен по формуле:

$$\alpha_ф = \frac{21}{21 - 79 \cdot \dfrac{O_2 - CO/2}{N_2 - 0{,}429 \cdot \dfrac{N^P}{K^P} \cdot \left(RO_2 + CO\right)}} \qquad (2.31)$$

где K^P – определяется по формуле 2.28;

N^P – определяется по формуле 2.8;

RO2=CO2+SO2; CO, N2 и O2 определяются по данным анализа дымового газа.

Фактический коэффициент избытка воздуха может быть определен также по формуле:

$$\alpha_{ф} = 1 + \frac{V_{сух}^{д.г.}}{L_T} \cdot \left(\frac{CO_2^{\max}}{CO_2 + CO} - 1 \right) \qquad (2.32)$$

где $V_{сух}^{д.г.}$ – сухой объем дымового газа, м^3/кг;

$CO_2^{\max}$ – максимальное количество CO_2 в составе дымового газа;

L_T – определяется в м^3/кг.

Для определения сухого объема дымового газа пользуются формулой:

$$V_{сух}^{д.г.} = \frac{1{,}87K^P}{RO_2 + CO_2} \qquad (2.33)$$

Приближенно $CO_2^{\max}$ – в формуле 2.32 можно определить по формуле (в %):

$$CO_2^{\max} = \frac{21 \cdot (CO_2 + CO)}{\left(100 - \frac{CO}{2}\right)} \cdot \frac{1}{\left(0{,}21 + \frac{CO/2 - O_2}{100 - CO/2}\right)} \qquad (2.34)$$

Для более точного определения $CO_2^{\max}$ (при полном горении) можно пользоваться формулой (в %):

$$CO_2^{\max} = \frac{21CO_2}{21 - O_2} \qquad (2.35)$$

$CO_2^{\max}$ – при полном горении топлива может быть определен также графически, с помощью треугольника Бунте (см. рис. 2.1).

Этот график строится следующим образом. На оси абсцисс (горизонтальная линия) наносится содержание O_2 с учетом его максимального содержания в объеме 21 %. На оси ординат (вертикальная линия) наносится содержание CO_2. При полном горении в дымовых газах содержание O_2=O и CO_2=$CO_2^{мах}$. Данные трех газовых анализов наносятся на диаграмму (точки 1,2 и 3). Через эти три точки в точку 4 проводится прямая до пересечения с ординатой в точке 5, дающей значение $CO_2^{мах}$. Если данные анализов правильные, то точки 1,2,3 и 4 должны лежать на одной прямой линии.

При неполном горении топлива объем CO в составе дымового газа, помимо анализа состава этого газа, может быть определен также и по расчетным данным по формуле (в %):

$$CO = \frac{21 - \beta RO_2 - \left(RO_2 + O_2\right)}{0{,}605 + \beta} \qquad (2.36)$$

где:

$$\beta = 2{,}37 \cdot \frac{H^P - 0{,}126 \cdot O^P + 0{,}038 \cdot N^P}{K^P}$$

Здесь H^P, O^P, K^P, N^P, RO_2 и O_2 - определяются как было указано выше.

На рис.2.2 представлена номограмма Михеева-Оствальда, позволяющая определить содержание $CO_2^{мах}$ и CO в составе продуктов сгорания по данным анализа его состава.

Таким образом, для энергосбережения, в первую очередь, процесс горения должен быть урегулирован и управлен, горелка (форсунка) должна быть новой, в топку должен быть подан подогретый воздух и топливо.

Как результат реакции горения топлива можно заключить, что оптимизация пропорции «топливо-воздух» путем

регулировки подачи воздуха имеет важное значение в промышленных печах и котельных установках.

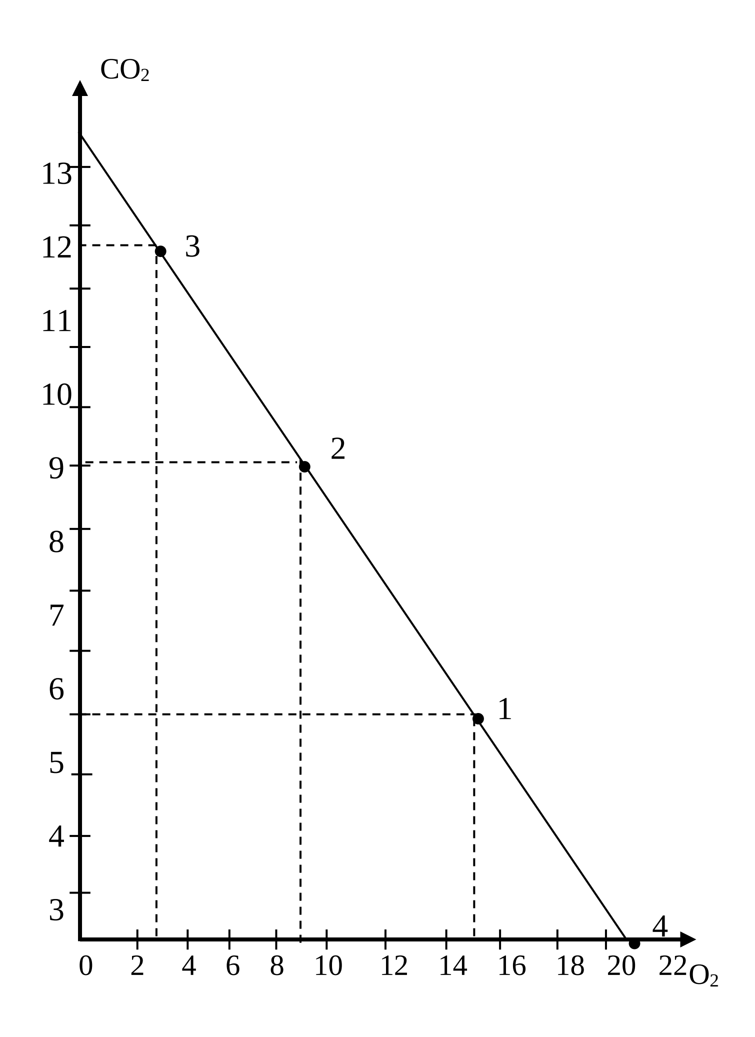


Рис. 2.1 Треугольник дымовых газов Бунте.

Рис 2-2

Неконтролируемый должным образом процесс горения зачастую далек от оптимального, приводит к потерям в среднем энергии 1- 3 %, а в отдельных случаях до 10 %. И причинами потери этой энергии в большинстве случаев являются, как было отмечено выше, неверное соотношение «топливо-воздух», ведущее либо к неполному сгоранию топлива при недостатке подаваемого воздуха, либо увеличение потерь энергии с теплом отходящих газов в случае избыточной подачи воздуха.И причиной всего этого в большинстве случаев является то, что во многих промышленных печах и котлоагрегатах электростанций отсутствуют приборы-газоанализаторы дымовых газов.

2.8. Методика расчета объема влажного дымового газа.

Объемы отдельных компонентов продуктов сгорания природных газов (м^3/м^3) при сжигании их с избытком влажного воздуха могут быть определены по следующим формулам:

$$V_{CO_2} = 0{,}01 \cdot \left(CO + CO_2 + CH_4 + 2C_2H_4 + \Sigma m C_m H_n \right) \qquad (2.37)$$

$$V_{H_2O} = 0{,}01 \cdot \left\{ H_2 + 2CH_4 + 2C_2H_4 + \Sigma(n/2) C_m H_n \right\} + $$
$$+ 0{,}000124 \left(W_{\text{Г}} + W_b \cdot \alpha \cdot L_{\text{Т}}^C \right) \qquad (2.38)$$

$$V_{N_2} = 0{,}79 \cdot L_{\text{Т}}^C + 0{,}01 \cdot N_2 \qquad (2.39)$$

$$V_{O_2} = 0{,}21 \cdot (\alpha - 1) h_T^C \qquad (2.40)$$

где

CO, CO_2, CH_4,.... C_mH_n – содержание отдельных компонентов в газе, %;

$W_г$ и W_b – влажность газа и воздуха, г/м^3.

Тогда суммарный объем влажных продуктов сгорания:

$$V_{nc}^{b} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} \qquad (2.41)$$

На практике объем влажных дымовых газов, как правило, определяется на основе их анализа по формуле:

$$V_{вл}^{д.г} = \left[\frac{1{,}87 \cdot K^P}{RO_2 + CO}\right] + \left[\frac{9H^P + W^P + 0{,}1 \cdot \alpha_ф \cdot d \cdot L_T + 100W_ф}{80{,}5}\right] \qquad (2.42)$$

где

- $V_{вл}^{д.г}$ – объем влажного дымового газа, м^3/1кг топлива;
- H^P – определяется по формуле (2.6);
- K^P – по формуле (2.28);
- RO_2 и CO определяются по данным анализа дымового газа;
- $\alpha_ф$ – определяется по формуле (2.31);
- L_T – по формуле (2.27);
- d – влагосодержание воздуха (d ≈ 10гр/на 1кг воздуха).

В случае, если мазут эжектируется в топку с помощью водяного пара, то $W_ф$=(0,2÷0,4) кг/на 1 кг мазута, W^P- влагосодержание рабочего топлива, в %. Объем сухого дымового газа определяется по формуле (2.33).

В таблице 2.4 представлены объемы некоторых сухих индивидуальных газов, подсчитанные по реакциям горения.

2.9. Расчет температуры горения

Существуют различные понятия о температуре горения газов: жаропроизводительность, калориметрическая, теоретическая и действительная (расчетная) температура.

Жаропроизводительность ($t_ж$) – это максимальная температура продуктов сгорания газа в адиабатических условиях с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1$ при температуре газа и воздуха, равной 0 ^{0}С. Она может быть определена по формуле:

$$t_{ж} = \frac{Q_H^P}{\left(V_{CO_2} \cdot C_{PCO_2} + V_{H_2O} \cdot C_{PH_2O} + V_{N_2} \cdot C_{PN_2}\right)} \qquad (2.43)$$

где

$Q^р_н$ – низкая теплота сгорания газа, ккал/м^3;

V_{CO2}, V_{H2O}, V_{N2} – объем диоксида углерода, водяного пара и азота, образовавшихся при сгорании 1 м^3 газа, м^3/м^3;

C_{PCO2}, C_{PH2O}, C_{pN2} – средняя объемная теплоемкость при постоянном давлении CO_2, H_2O и N_2 в пределах температур от 0 ^{0}С до $t_ж$, ккал/(м^3 · ^{0}С) газа.

Жаропроизводительность некоторых индивидуальных, природных и других сложных газов при их горении в сухом воздухе приведена в табл.2.6.

Калориметрическая температура горения $t_г$ – это температура, которая определяется без учета диссоциации водяных паров и диоксида углерода, но с учетом фактической начальной температуры газа и воздуха. Она отличается от $t_ж$ тем, что температура газа и воздуха, а также α принимаются по их действительным значениям.

Зависимость калориметрической температуры природного газа (состав. (об.%) – CH_4 – 97; C_2H_6 – 2; C_3H_8 и C_4H_{10} – 0,5, CO_2 – 0,5) в воздухе с температурой 0 ^{0}С и влажностью 1% от коэффициента избытка воздуха α приведена в табл.2.7.

Таблица 2.6

Жаропроизводительность газов в сухом воздухе.

Простой газ	Жаропроизво дительность ^{0} С	Сложный газ усредненного состава	Приближенная жаропроизво-дительность, ^{0}С
Водород	2235	Природный, газовых месторождений	2040
Оксид углерода	2370	То же, нефтяных месторождений	2080
Метан	2043	Коксовый	2120
Этан	2097	Высокотемпературной перегонки сланцев	1980
Пропан	2110		
Бутан	2118	Парокислородного дутья под давлением	2050
Пентан	2119		
Этилен	2284	Генераторный из жирных углей	1750
Пропилен	2224	То же, паровоздушного дутья из тощих топлив	1670
Бутилен	2203		
Пентилен	2189	Сжиженный (50% C_3H_8+50%C_4H_{10})	2115
Ацетилен	2620	Водяной	2210

В случае необходимости получить высокую температуру в топочных объемах при сжигании газов с малым коэффициентом избытка воздуха, а также для повышения КПД печей на практике прибегают к подогреву воздуха, что приводит к росту калориметрической температуры (см. табл. 2.7-2.8).

Теоретическая температура горения $t_т$ – это максимальная температура, которая определяется аналогично калориметрической, но с поправкой на эндотермические (т.е. требующие теплоты) реакции диссоциации диоксида углерода, водяного пара, идущие с увеличением объема:

$$CO_2 = CO + 0{,}5\ O_2 - 283 \qquad (2.44)$$

$$H_2O = H_2 + 0{,}5\ O_2 - 242 \qquad (2.45)$$

где 283 – эндотермичность реакции диссоциации CO_2 в МДж/моль); 242 – эндотермичность реакции диссоциации водяного пара в МДж/моль.

Таблица 2.7

Калориметрическая и теоретическая температуры горения природного газа в воздухе с $t = 0^0$ С и влажностью 1% в зависимости от коэффициента избытка воздуха α

Коэффициент избытка воздуха, α	Калориметрическая температура горения t_k, ^{0}С	Теоретическая температура горения t_T, ^{0}С	Коэффициент избытка воздуха, α	Калориметрическая температура горения t_k, ^{0}С
1,0	2010	1920	1,33	1620
1,02	1990	1900	1,36	1600
1,03	1970	1880	1,40	1570
1,05	1940	1870	1,43	1540
1,06	1920	1860	1,46	1510
1,08	1900	1850	1,50	1470
1,10	1880	1840	1,53	1440
1,12	1850	1820	1,57	1410
1,14	1820	1790	1,61	1380
1,16	1800	1770	1,66	1350
1,18	1780	1760	1,71	1320
1,20	1760	1750	1,76	1290
1,22	1730	-	1,82	1260
1,25	1700	-	1,87	1230
1,28	1670	-	1,94	1200
1,30	1650	-	2,00	1170

Таблица 2.8

Калориметрическая температура горения природного газа $t_к$, ^0C, в зависимости от коэффициента избытка сухого воздуха и его температуры (округленные значения)

Коэффициент избытка воздуха α	Температура сухого воздуха, ^0C								
	20	100	200	300	400	500	600	700	800
0,5	1380	1430	1500	1545	1620	1680	1740	1810	1860
0,6	1610	1650	1715	1780	1840	1900	1960	2015	2150
0,7	1730	1780	1840	1915	1970	2040	2100	2200	2250
0,8	1880	1940	2010	2060	2130	2200	2260	2330	2390
0,9	1980	2030	2090	2150	2220	2290	2360	2420	2500
1,0	2050	2120	2200	2250	2320	2385	2450	2510	2560
1,2	1810	1860	1930	2000	2070	2140	2200	2280	2350
1,4	1610	1660	1740	1800	1870	1950	2030	2100	2160
1,6	1450	1510	1560	1640	1730	1800	1860	1950	2030
1,8	1320	1370	1460	1520	1590	1670	1740	1830	1920
2,0	1220	1270	1360	1420	1490	1570	1640	1720	1820

Теоретическая температура горения может быть определена по формуле:

$$t_T = \frac{\left\{Q_H^P + V_B \cdot C_{P_B t_B} + C_{P_r t_r} - \left(100 \cdot \alpha \cdot V_{H_2O}\right) + 120 \cdot \delta \cdot V_{CO_2}\right\}}{\left(V_{CO_2} \cdot C_{PCO_2} + V_{H_2O} \cdot C_{PH_2O} + V_{N_2} \cdot C_{PN_2} + V_{O_2} \cdot C_{PO_2}\right)} \qquad (2.46)$$

где

α и δ – степень диссоциации водяного пара и диоксида углерода, об. % от исходного количества, которая возрастает с повышением температуры и снижением их пропорционального давления вместе с продуктами сгорания.

Обычно, при температуре до 1600 ^{0}С степень диссоциации ничтожна и может не увеличиваться, т.е. теоретическая температура горения может приниматься равной калориметрической.

Теоретическая температура горения зависит и от коэффициента избытка воздуха. Наивысшая температура горения соответствует теоретическому значению коэффициента избытка воздуха. Ниже приводятся значения теоретической температуры природного газа при различных значениях коэффициента избытка воздуха.

α = 1,0	α = 1,3	α = 1,5	α = 2,0
T_t= 2030 ^{0}C	T_t= 1670 ^{0}C	T_t= 1490 ^{0}C	T_t= 1190 ^{0}C

При более высокой температуре степень диссоциации может существенно снижать температуру в рабочем пространстве. Поэтому теоретическую температуру горения необходимо определять только для высокотемпературных печей, работающих на предварительно нагретом воздухе (например, мартеновские). Для котельных установок в этом нет необходимости.

Действительная (расчетная) температура продуктов сгорания t_q– это максимальная температура, которая достигается в реальных условиях в наиболее нагретой точке факела. Она ниже теоретической и зависит от потерь теплоты в окружающую среду, степени отдачи теплоты из зоны горения, излучения и др. Действительные усредненные температуры в топках, печах и котлах определяются по тепловому балансу или приближенно по теоретической и калориметрической температуре горения в зависимости от температуры в топках с введением в них экспериментально установленных покровочных коэффициентов:

$$t_q = t_т \cdot \eta \qquad (2.47)$$

где

η – пирометрический коэффициент, укладывающийся в следующие пределы: для качественно выполненных термических и нагревательных печей с теплоизоляцией 0,75 – 0,85; для герметических печей без теплоизоляции 0,7 – 0,75; для экранированных котлов 0,6 – 0,75.

Для сухого воздуха приведенные значения следует увеличить на 25-30 ^{0} С.

Температура самовоспламенения

Воспламенение может быть самопроизвольным и вынужденным (зажигание).

Под температурой самовоспламенения понимается минимальная температура, до которой должна быть нагрета газо-воздушная смесь и при которой начинается самопроизвольный процесс горения, т.е. без внешнего подвода теплоты, за счет выделения теплоты горящими частицами газа.

Температура самовоспламенения не является строго фиксированной для данного газа и зависит от его содержания в газо-воздушной смеси, степени однородности последней, быстроты и способа нагрева и т.д.

Полученные экспериментальным путем температуры самовоспламенения некоторых газов приведены в табл. 2.9.

Таким образом, зажигание отличается от самовоспламенения тем, что горячую смесь доводят до появления пламени, не во всем объеме, а только в небольшой части его.

Таблица 2.9

Наименьшие измеренные температуры самовоспламенения некоторых газов и паров в смеси с воздухом при атмосферном давлении

Газ	Температура самовос-пламенения ^{0} C	Газ	Температура самовос-пламенения ^{0} C
Водород	530	**Этилен**	455
Оксид углерода	610	**Пропилен**	455
Метан	650	**Бутилен**	455
Этан	510	**Ацетилен**	335
Пропан	500	**Сероводород**	290
Бутан	429	**Коксовый газ**	560

Пределы взрываемости

Газо-воздушные смеси могут взрываться только в том случае, если содержание газа в смеси находится в определенных пределах.

Нижний предел взрываемости соответствует минимальному, а верхний - максимальному количеству газа в смеси, при котором происходят их воспламенения (при зажигании).

Если содержание газа в газовоздушной смеси меньше нижнего предела воспламеняемости, такая смесь горит и

взрываться не может. Если содержание газа в смеси находится между нижним и верхним пределами воспламеняемости, подожженная смесь воспламеняется и горит, как вблизи источника зажигания, так и при удалении его. Такая смесь является взрывоопасной. И, наконец, если содержание газа в смеси превышает верхний предел воспламеняемости (взраваемости), то количество воздуха в смеси недостаточно для полного сгорания газа.

Пределы взрываемости некоторых газов в смеси с воздухом приведены в табл. 2.10.

Таблица 2.10

Пределы воспламеняемости газов в смеси с воздухом (при t= 20^0 С и р= 101,3 кПа)

Газ	Содержание газа в газовоздушной смеси, %				Максимальное давление взрыва МПа	Коэффициент избытка воздуха α при пределах воспламенения	
	При пределах воспламеняемости		При стехиометрическом составе смеси	При составе смеси, дающем мах. давление взрыва			
	нижнем	верхнем				нижнем	верхнем
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**
Водород	4,0	75,0	29,5	32,3	0,739	9,8	0,15
Оксид углерода	12,5	74,0	29,5	-	-	2,9	0,15
Метан	5,0	15,0	9,5	9,8	0,717	1,8	0,65
Этан	3,2	12,5	5,68	6,28	0,725	1,9	0,42
Пропан	2,3	9,5	4,04	4,60	0,858	1,7	0,40
н-Бутан	1,7	8,5	3,14	3,6	0,858	1,7	0,35

1	2	3	4	5	6	7	8
Изобутан	1,8	8,4	3,14	-	-	~1,8	0,35
н- Пентан	1,4	7,8	2,56	3,0	0,865	1,8	0,31
Этилен	3,0	16,0	6,5	8,0	0,886	2,2	0,17
Пропилен	2,4	10,0	4,5	~5,1	~0,89	1,9	0,37
Бутилен	1,7	9,0	3,4	~4,0	~0,88	1,7	0,35
Ацетилен	2,5	80,0	7,75	14,5	1,03	3,3	0,019

Скорость распространения пламени

Скорость распространения пламени представляет собой скорость, отнесенную к холодной, еще не воспламенившейся смеси, с которой пламя перемешивается по нормам к ее поверхности.

Скорости распространения пламени (м/с) в различных газо-воздушных смесях представлены в табл. 2.11.

В практике скорость распространения пламени необходимо знать, например, для определения пределов устойчивости пламени горелок, работающих на гомогенных горючих смесях, для решения вопросов взаимозаменяемости различных газов и т.д.

2.10. Об устойчивости горения

Основными факторами, влияющими на устойчивость горения, являются скорости истечения газо-воздушной смеси и распространение пламени.

Если скорость газо-воздушной смеси превышает скорость распространения пламени, ширина зажигающегося пояска начинает уменьшаться и он начинает отрываться от горелки. Этот случай называется отрывом пламени.

Таблица 2.11

Скорости распространения пламени, м/с, в различных газовоздушных смесях (при t= 20^0 С и p = 103,3 кПа)

Газ	Смесь с максимальной нормальной скоростью распространения пламени			Стехиометрическая смесь		
	Содержание в смеси, об. %		Максимальная нормальная скорость распространения	Содержание в смеси, об. %		Нормальная скорость распространения пламени
	газа	воздуха		Газа	воздуха	
Водород	42,0	58,0	2,67	29,5	70,5	1,6
Оксид углерода	43,0	57,0	0,42	29,5	70,5	0,30
Метан	10,5	89,5	0,37	9,5	90,5	0,28
Этан	6,3	93,7	0,40	5,7	94,3	0,32
Пропан	4,3	95,7	0,38	4,04	95,96	0,31
Н- Бутан	3,3	96,7	0,37	3,14	96,86	0,30
Этилен	7,0	93,0	0,63	6,5	93,5	0,5
Пропилен	4,8	95,2	0,44	4,5	95,5	0,37
Бутилен	3,7	96,3	0,43	3,4	96,6	0,38
Ацетилен	10,0	90,0	1,35	7,75	92,25	1,0

Если скорость распространения пламени в кошевой пристенной области превышает скорость истечения газовоздушной смеси, пламя начнет втягиваться внутрь смесителя горелки. Этот случай называется проскоком пламени.

В практике при отрыве пламени наблюдаются следующие явления: срыв пламени с горелки, вызывающий его погашение; отрыв от кромки огневого канала, когда пламя достигает нового достаточно устойчивого положения в потоке над горелкой; срыв подмытого пламени, ведущий к его погашению и т.д. Все эти явления недопустимы, т.к. приводят к накоплению в атмосфере или топке несгоревшего газа, который затем может быть причиной взрыва.

Недопустимым является не только отрыв, но и проскок пламени внутрь смесителя изделки. Проскок пламени обычно сопровождается хлопком и приводит либо к погашению пламени и выходу несгоревшей смеси в помещение или в топку, либо к горению смеси внутри горелки.

В табл. 2.12 приведены значения скоростей смесей природных газов с воздухом, при которых происходит проскок пламени внутрь смесителей горелок.

Таким образом, пределы устойчивости работы горелок ограничиваются скоростями отрыва и проскока пламени.

В практике для расширения диапазона устойчивости горения газов скорость газо-воздушного потока принимается в несколько раз большей, чем скорость отрыва. С этой целью иногда используются также различные искусственные стабилизаторы горения. В частности, для стабилизации пламени инжекционных и других горелок, выдающих асимметричные газо-воздушные струи, широко применяются огнедифные цилиндрические туннели с внезапным расширением их сечения, в которых происходит воспламенение и горение смеси.

Нарушение устойчивости горения может происходить и за счет присоса в туннель внешнего воздуха, резко снижающего температуру рециркулирующих продуктов горения.

В тех случаях, когда установка туннелей невозможна или нецелесообразна, для стабилизации пламени применяют тела плохо обтекаемой формы, размешиваемые в потоке газо-воздушной смеси на воздухе из огневого канала горелки.

Таблица 2.12

Приближенные значения скорости гомогенной смеси природного газа с воздухом, при котором происходит проскок пламени, м/с (температура смеси 20^0 С)

Диаметры огневых каналов	Коэффициенты избытка первичного воздуха					
	0,6	**0,7**	**0,8**	**0,9**	**1,0**	**1,1**
3,5	0,05	0,10	0,18	0,22	0,23	0,21
4,0	0,08	0,12	0,22	0,25	0,26	0,20
5,0	0,09	0,16	0,27	0,31	0,31	2,23
6,0	0,11	0,18	0,32	0,38	0,39	0,26
7,0	0,13	0,22	0,38	0,44	0,45	0,30
8,0	0,15	0,25	0,43	0,50	0,52	0,35
9,0	0,17	0,28	0,48	0,57	0,58	0,39
10,0	0,20	0,30	0,54	0,64	0,65	0,43

2.11. Регулирование длины факела (пламени)

Регулирование длины факела является очень важным вопросом. Поэтому оно даже, как было отмечено выше, регламентируется ГОСТом 17356 –71*, в числе с другими важными показателями горелки. В соответствии с этим ГОСТом номинальная относительная длина факела должна соответствовать расстоянию по оси факела от выходного сечения горелки до точки, где концентрация CO_2 при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ составляет 95% от максимального значения.

Факел должен быть нормально помещен в рабочее пространство, где происходит сжигание топлива. (см. рис 2.3.)

При соприкосновении факела с холодными поверхностями идет не полное горение топлива, что и приводит к его переходу. На процесс образования пламени могут влиять как внутренние, так и внешние условия. Длина факела является функцией скорости смешения (образования) газа и воздуха.

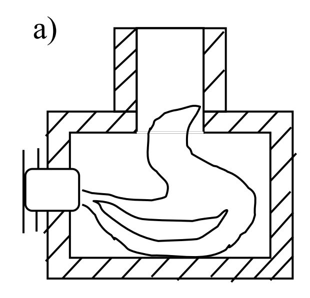
При $\alpha \geq 1$ факел пламени получается коротким и прозрачным, полное сгорание газа заканчивается в минимальном рабочем (топочном) объеме и в любой атмосфере, в т.ч. в атмосфере продуктов сгорания. При $\alpha < 1$ факел пламени получается более длинным и менее прозрачным, чем при $\alpha \geq 1$. Эти случаи характерны для горения топлива по диффузному принципу.

В большинстве конструкций горелок с принудительной подачей воздуха, где идет хорошее предварительное смешение его с газом и обеспечивается горение топлива (газа), близкое к кинетическому, получаются короткие пламени. Для получения более длинного пламени применяют внешнее смешение газа с воздухом, иногда переносимое в топочное устройство.

В комбинированных газо-мазутных горелках смешение газа и мазута с воздухом в большинстве случаев происходит вне горелок, т.е. в топке. Поэтому факел пламени в таких горелках достигает значительной величины.

Таким образом, регулировать длину пламени можно, изменив качество смешения газа с воздухом. В соответствии с этим диапазоном регулировки горелок, их производительность и размеры факела должны быть взаимосвязаны.

Пламя должно быть доступным для наблюдения. Вид пламени позволяет достаточно верно определить условия сгорания. Хороший знак, когда пламя симметрично. Желательно, чтобы оно было невысокое, яркое и турбулентное, без нефтяных полос по краю и без избыточного количества искр.



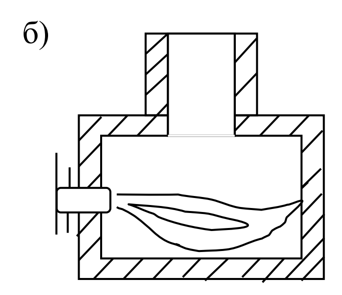


Рис. 2.3

а – неправильно. Горелка слишком велика, а объем рабочего пространства печи для пламени недостаточен;

б – правильно. Размер горелки рабочего пространства печи для пламени достаточен.

Если искра есть, то это означает о плохой атомизации мазута.

Голубое пламя, почти невидимое и с небольшим количеством или вообще без полос желательно в случае с газообразным топливом в котлоагрегатах с предварительным смещением. Пламя, контактирующее со стенкой камеры сгорания, почти всегда является результатом неполного сгорания.

ГЛАВА 3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПАРОГАЗОВЫХ ТУРБИН (ПРОЦЕСС КОГЕНЕРАЦИИ) – ЭФФЕКТИВНЫЙ СПОСОБ СБЕРЕЖЕНИЯ ТОПЛИВА

3.1. Процесс когенерации в системах районного отопления и в теплоэлектростанция

Процесс когенерации, т.е. совместное производство электрической и тепловой энергии позволяет сэкономить до 30% первичной энергии – топлива, по сравнению с производством этих энергий каждой в отдельности традиционными способами. Этот процесс осуществляется в газовых, паровых, парогазовых турбинах, а также в дизельных установках.

Системы когенерации классифицируются по производству основной и отходной энергии. Если основной энергией является производство электрической энергии, то отходной является тепловая энергия. И наоборот, если основное производство является тепловая энергия, то отходной является электричество.

Система газовой турбины состоит из газовой турбины и установки утилизации отходящего тепла. В качестве топлива используется природный газ или легкие нефтепродукты. Сгорающие газы вырабатывают механическую мощность на валу, которая вращает электрический генератор, в результате чего производится электроэнергия. Выбросы газовой турбины возвращаются обратно косвенным путем (через теплообменник) непосредственно для использования в качестве тепла в технологических процессах или же косвенным путем (через котел) – для производства пара для технологических процессов.

Система паровой турбины состоит из котла и турбины с противодавлением. Котлы топят мазутом, природным газом и т.д. Механическая энергия здесь вырабатывается за счет

вращения турбины за счет высокого давления пара. Эта механическая энергия преобразуется в электрическую энергию путем вращения ротора генератора, присоединенного к турбине. Пар отходящий от турбины при пониженном давлении (среднее и низкое давление) и температуре используют в технологических процессах.

Система дизельной установки состоит из дизельного двигателя и установки утилизации отходящего тепла. В этом цикле обычно используют природный газ или дисциллятное масло. Аналогично с газовой турбиной сгорающие газы создают механическую мощность, которая вращает электрический генератор. Основные процессы использования – это заводы, имеющие высокотемпературные оборудования, такие, как печи повторного нагрева, печи для сушки/ обжига стекла и печи для переплавки алюминия. Энергия отходного тепла превращает жидкость в пар (обычно в котле для утилизации отходящего тепла), который используется для вращения турбины.

Для того, чтобы определить экономию топлива при одновременном производстве электроэнергии и тепла рассмотрим эту установку в схеме Районного Отопления. Ситуация представлена на рис.3.1. На правой стороне схемы можно увидеть конфигурацию для когенерирующей электростанции, поставляющей энергию к электросети и одновременно тепло для обогрева потребителей в сети Районного Отопления. На этой электростанции 100 % тепла вводится с поступаемым топливом. Из этого 100 %-ого поступления тепла 35 % после преобразований передается в качестве электричества, и 50 % остается в наличии в качестве потенциально полезного тепла. Оставшиеся 15 % тепла теряются в окружающую среду (в атмосферу). Из оставшегося 85 % тепла 50 % может фактически использоваться в качестве потенциально полезного тепла в системах Районного Отопления. Следовательно, 43 % подачи тепла (топливной энер-

гии) передается в качестве тепла для потребителей. В общем, 78 % выпуска тепла используется в качестве полезной энергии, в виде электроэнергии и тепла.

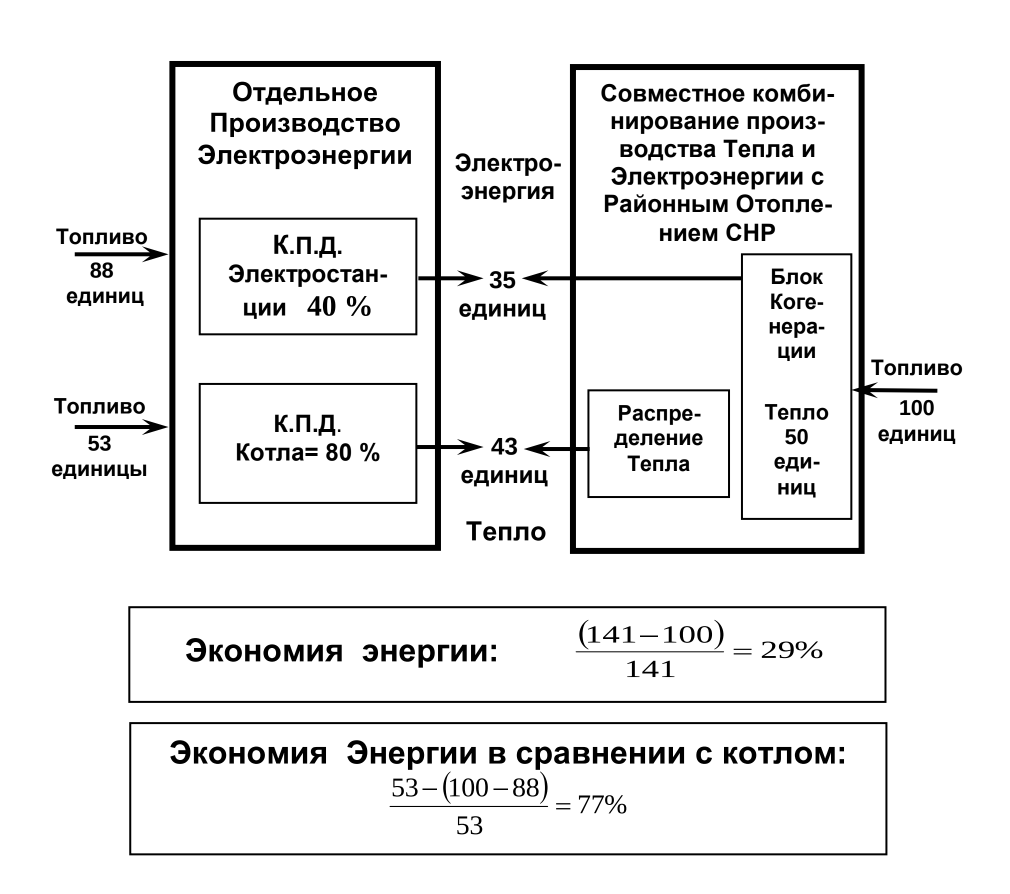


Рис.3.1 Сбережение электроэнергии посредством комбинированного производства Тепла и Энергии в системе Районного Отопления.

На левой стороне рис. 3.1 с другой стороны представлена ситуация отдельной электростанции и котельной, вырабатывающих тепло для Системы Районного Отопления. В этой ситуации для производства 35 % единиц электрической мощности необходимо 88 % единиц тепла, при условии, что КПД электростанции принимается за 40 %.

А для производства 43 % единиц тепла требуется 53 % единиц топлива в котельных, имеющих в среднем КПД равный 80 %. Таким образом, в отличие от процесса когенерации, когда для производства 35 единиц электроэнергии и 43 единиц тепловой энергии потребовалось 100 единиц топлива, в случае отдельного производства этих энергий потребуется 88+53 =141 единиц топлива. Отсюда следует, что экономия топлива в случае использования процесса когенерации составила (141-100) :141= 29 %.

Но, если сравнить тепло, выработанное непосредственно путем когенерации с теплом, выработанным в котле, экономия будет выше, а именно {53 - (100-88)} : 53 = 77 %.

Эффективность современных газовых турбин доходит до 37% в обычном цикле, но для блоков комбинированного цикла (парогазовая турбина) эффективность достигает до уровня 60%. В когенерации они работают даже более эффективно, т.к. крупный блок комбинированного цикла в когенерации может производить выход электроэнергии до 50 % подачи топлива (тепла), с одновременной поставкой тепла в количестве 38 % от подачи тепла, достигая в итоге коэффициента полезного преобразования до 88 %.

3.2. Процесс когенерации в системах индустриальных предприятий

Процесс когенерации может быть использован и в индивидуальных предприятиях для производства электроэнер-

гии. Полученная при этом электроэнергия может быть поставлена в государственную сеть электроэнергии.

В Нидерландах в 2000 году ожидались следующие результаты объема когенерации, работающие почти в индивидуальных предприятиях параллельно с общей электрической сетью:

Промышленность	5000 МВт
Теплицы (садоводство)	1500 МВт
Здания и дома (включая Районное Отопление)	2500 МВт
	$\sum$ 9000 МВт

Процесс когенерации является очень выгодным для кондиционирования (охлаждения) воздуха в летние периоды, в странах с жарким климатом, таких как Азербайджан.

По зарубежным данным подведенный к системе охлаждения воздуха 1 МДж тепловой энергии (топлива), при КПД установки 0,7 вырабатывает 0,7 МДж холода.

В Японии такой тип охлаждения воздуха является очень распространенным и применяется в более широком масштабе, чем компрессорный тип охлаждения воздуха.

Таким образом, использование процесса когенерации в летнее время для охлаждения воздуха, а в зимнее время для получения тепловой энергии является очень выгодным способом энергосбережения.

Но этот процесс, как было отмечено выше, в случае с Нидерландами, может быть довольно успешно использован и в индустриальной промышленности.

В Азербайджане опыт использования процесса когенерации в промышленности есть. На заводе Этилен – Пропилен в городе Сумгаите для производства электроэнергии и пара установлен Парогенератор.

Исходные данные Парогенератора следующие:

- Расход топлива (природного газа)	44400 нм^3/час
- Получаемый пар: 110 Бар, 510 ^{0}C	180 т/ч (142 Гкал/ч)
16 Бар, 210 ^{0}C	230 т/ч (154 Гкал/ч)
- Пар для деаэрации	70 т/ч
- Выработка электричества	33 М Вт·ч
- Выпуск электричества	29 МВт· ч (25 Гкал/ч)
- Рабочее время	8000 часов

Таким образом, суммарное, полезно используемое количество вырабатываемой Парогенератором энергии составляет: (142+154+25)= 321 Гкал/ч.

Для производства такого количества энергии Парогенератору потребуется расход топлива:

$$44400\frac{нм^3}{час}\times 0{,}71\frac{кг}{нм^3}\times 1{,}67\,у.т. = 52645\frac{кг}{час}\cdot\ у.т.$$

где 1,67 – соответствует коэффициенту перевода физического топлива (газа) в условное топливо, при низшей калорийности газового топлива, равной 8300 ккал/нм^3.

Следовательно, для получения 1 Гкал/час энергии Парогенератор использует:

$$\frac{52645\frac{кг}{час}}{321\frac{Гкал}{час}} = 164\frac{кг}{Гкал}\cdot у.т.$$

ТЭЦ-1, который обеспечивал завод соответствующими энергоносителями для производства 1 Гкал/час энергии израсходовал 190 кг у.т.

Таким образом, Парогенератор, для производства 1Г кал/ час энергии израсходовал 190–164=26 (кг/Гкал)·у.т. меньше топлива, чем ТЭЦ-1, что в годовом разрезе составляет:

$$26\frac{кг}{Гкал}\cdot 8000час\cdot 321\frac{Гкал}{час}=66768000кг\cdot у.т$$

Необходимо отметить и то, что упомянутый выше Парогенератор производит на 114 Гкал/час пара среднего давления и на 19 МВт·ч электроэнергии больше, чем потребность самого завода, где он установлен и поэтому, как и следовало ожидать, предусмотрена передача этих энергий на другие предприятия.

3.3. Малогабаритные устройства когенерации

Малогабаритное устройство когенерации (устройство МОЭ – Модуль Общей Энергии) способно производить электроэнергии 15 кВт/ч (что достаточно для средних нужд 15-20 квартир) и в то же время способен утилизировать тепло горячих газов и производить
33500 ккал/ч для отопления трех небольших квартир во время зимнего сезона.

Эффективность МОЭ определяется тремя параметрами.

Если МОЭ рассматривается с точки зрения производства электричества, то электроэнергия является полезным продуктом, а тепло представляет собой потери энергии. Эффективность трансформации – 27 %.

Если МОЭ рассматривается с точки зрения производства тепла, то тепло является полезным продуктом, а электроэнергия представляет собой потери энергии. Эффективность трансформации – 67 %.

Если рассматривать электроэнергию и тепло как полезные продукты, в этом случае общая эффективность составляет 94 %.

Используя более точные параметры, для такой системы когенерации достаточно иметь 105 единиц первичной энергии, чтобы производить 100 единиц вторичной энергии, что подразделяется на: 28 единиц Электричества и 72 единицы Тепловой Энергии, по сравнению с производством тепла и электричества обычным способом, когда требуется 80 единиц для получения таких же результатов на электростанции и 100 единиц для производства тепла с помощью парового котла. В целом, количество требуемых единиц составляет 180.

Преимуществом малогабаритных систем когенерации является их гибкость в функции выполнения требований. С точки зрения экономии, небольшие станции когенерации более эффективны, когда требования к теплу продолжительны и постоянны в течении года.

Самыми экономичными пользователями являются: плавательные бассейны, больницы, гостиницы, производство горячей воды для больших зданий, где инвестиционные расходы могут быть покрыты за очень короткий срок.

Другим важным вопросом, касающимся малогабаритной когенерации, является цена за кВт установленной мощности, которая намного меньше, чем цена за кВт большой электростанции.

Ниже, в качестве примера, представляется практический пример применения малогабаритной когенерации - отопление плавательного бассейна.

Муниципалитету города Риволи требовалось полное переоборудование коммунальных услуг, включая новую систему отопления для плавательного бассейна.

Новая система включала в себя 2 высокоэффективных паровых котла и 6 систем МОЭ, каждая из которых способна производить 15 кВт/ч электроэнергии и 33500 ккал/ч тепловой энергии.

Во время зимнего сезона производимое тепло достаточно для тепловых нужд, а во время весеннего сезона 6 систем

МОЭ способны обогревать плавательный бассейн, когда паровые котлы не работают.

Производимое тепло	8022000	ккал
Производимая электроэнергия	323820	кВт/ч
Потребляемый природный газ	131220	$м^3$
Часы работы	3622	час

Для произведения того же самого количества тепла с использованием высокоэффективного парового котла (КПД = 85%) и того же самого количества электроэнергии на обычной электростанции, потребление природного газа будет:

Для произведения тепла	104000 $м^3$
Для произведения электроэнергии	103800 $м^3$
	$\sum$ 207800 $м^3$

Тогда количество сбереженного газа составит:

$$207800 - 131220 = 76580 \text{ м}^3$$

Это означает, что количество сбереженного газа составляет 36,8 %.

3.4. Экономические аспекты процесса когенерации

Как показано выше, процесс когенерации является хорошим способом для сбережения топлива. Следовательно, он является и экономически выгодным, как для государства, так и для отдельных предприятий. Вопрос состоит только в том, какое количество денежных средств будет сэкономлено в определенных, хорошо обоснованных случаях (имеется в виду точный экономический расчет).

Рассмотрим нижеприведенный пример.

Предположим, что предприятие использует в среднем 100 МВт электроэнергии и 250 тонн пара в час. Это означает, что необходима энергия в виде «Пакета» 1 тонн пара и 400 кВт энергии потому, что соотношение 100.000 : 250 = 400 кВт час/тонн пара. Посмотрим, сколько стоит 1 тонна пара и 400 кВтч без когенерации.

Стоимость 1 тонны пара, при использовании природного газа по цене $ 0,08 за куб метр и КПД котельни 87 %, приводят к $ 6,6 без учета капитальных и эксплуатационных денежных затрат.

Затраты 400 кВт/час, при среднем тарифе $ 0,06 за кВт/час, составляет $ 24. Поэтому «энергетический пакет» 1 тонны пара и 400 кВт/ч будет стоить $ 6,6 + 24 = $ 30,6.

В случае когенерации, однако, возможна выработка электричества и тепла одновременно, в варианте, обсужденном нами, посредством газовой турбины и котла утилизатора. Потребление топлива для производства 1 тонны пара и 400 кВт/ч будет составлять 123 кубметра природного газа, стоимостью 123 x $ 0,08 = $ 9,90. Это означает, что такой «энергетический пакет» будет на $ 20,70 ниже цены, чем при покупке электричества и выработке тепла в отдельности. Ежегодно «Прибыль Энергетического Пакета» за 8000 часов в год составит 8000 x 20,70 = $ 465,60. Это основано на «пакете» 1 тонны пара и 400 кВт/часа. Калькуляция основана на объеме 1 тонны/час пара и 400 кВт, так что годовая «прибыль» в расчете за кВт составит $ 165000/400 = $ 414 за год.

Эта цифра должна быть сравнена с инвестиционными затратами когенерирующей установки. Если, например, общие инвестиционные расходы составят $ 1000 за кВт, то получается, что инвестиционные затраты будут возвращены через 2 года.

Так что на этом примере делается заключение о том, что предложение о проекте когенерации является очень многообещающим.

Таким образом, на уровне индивидуальных предприятий (компаний) или инвесторов использование процесса когенерации представит возможность выработки тепла и электроэнергии при меньших затратах топлива, которые могут привести к снижению оплаты за топливо и, возможно, к интересным сбережениям в годовых эксплуатационных денежных расходах.

На крупномасштабном уровне можно упомянуть 2 преимущества:

- Когенерация снизит использование топливных ресурсов внутри страны, создавая возможность для экспорта этих ресурсов и большего поступления государству.
- Это снизит выбросы загрязненных газов в атмосферу.

Таким образом, использование процесса когенерации выгодно не только с экономической точки зрения, но и экологической.

ГЛАВА 4. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

4.1. Общие сведения о котлах

Устройство, в котором вырабатывается водяной пар или горячая вода, носит название – “котел”. Однако котлы, кроме самого котла, работают в комплексе с другими такими важными элементами, как топки, пароперегреватели, экономайзеры, воздухоподогреватели и др. Эти устройства в целом и называются котельными установками, а иногда котлоагрегатами.

Котлы, в соответствии с вырабатываемыми теплоносителями, называют паровыми или же водяными котлами. Но котлы подразделяются не только по характеру вырабатываемого теплоносителя, но и по его параметрам, а так же по их мощности. Мощность паровых котлов исчисляется по их паропроизводительности в т/ч или в кг/ч, а мощность водогрейных котлов по их теплопроизводительности в ккал/час.

Если котлы вырабатывают пар с давлением меньше 0,7 атм или горячую воду меньше 6 атм – при температуре не выше 115 ^{0}С, они относятся к категории котлов низкого давления (чугунные котлы). Паровые котлы (парогенераторы) высокого давления производят перегретый пар до 1,6 МПа и 510 ^{0}С (стальные котлы). Котлы, вырабатывающие пар для тепловых установок, относятся к категории энергетических котлов, а котлы, вырабатывающие пар или горячую воду для бытовых и технологических целей к отопительно-производственным котлам.

Кроме вышеперечисленных, котлы иногда подразделяют на районные, квартальные и местные.

Котлы иногда различают по характеру размещения топок в них. Если топки находятся за пределами поверхностей нагрева,

их называют котлами с внешними топками, если внутри поверхностей нагрева – то котлами с внутренними топками.

По конструкции существует большое многообразие паровых котлов. Хотя в настоящее время изготавливаются в очень ограниченном количестве, но являются одними из широко используемых котлов стальные жаротрубные котлы (Ланкаширы). Эти котлы представляют собой цилиндрический барабан, внутри которого расположена одна или две жаровые трубы. Топка в этих котлах находится внутри жаровых труб. Образовавшиеся после сжигания в них дымовые газы, выходя из этих труб (называемых первыми газоходами), попадают во второй газоход, откуда направляются к фронту котла, омывая поверхность нагрева. Далее дымовые газы поступают из второго газохода в третий, расположенный симметрично второму, омывая левую боковую поверхность, уходят в дымовую трубу.

Жаротрубные котлы бывают как паровыми, так и водогрейными и отличаются они лишь обмуровкой. При одних и тех же геометрических размерах, поверхность нагрева водогрейного котла больше, чем в паровом.

Если в жаротрубных котлах дополнительные поверхности нагрева находятся внутри основного, то водотрубные котлы характеризуются тем, что дополнительные поверхности нагрева в них находятся за пределами основного барабана. Причем поверхности нагрева в этих котлах изготовлены из труб меньших диаметров. В настоящее время диаметр кипятильных труб в этих котлоагрегатах бывает в пределах 50-80 мм. Применение труб мелкого диаметра позволило значительно интенсифицировать процесс теплопередачи в котле, и наличие механических топок – довести форсировку поверхности нагрева до 75 кг/м^2 ч пара и выше.

Эти котлы допускают возможность очистки труб от накипи механическим способом с помощью специальных шарошек, приходящих в движение от гибкого вала.

В начальный период своего развития водотрубные котлы изготовлялись с трубами, наклонными к горизонту не более 20^0. Поэтому их иногда называют горизонтально-водотрубными котлами. Наклонное расположение кипятильных труб создавало определенную направленность движения пароводяной эмульсии и обеспечивало сравнительно хорошую циркуляцию.

В настоящее время изготавливают и вертикально-водотрубные котлы, наклон которых, в большинстве случаев, превышает 45^0 , а часто составляет и 90^0. Это привело к еще лучшей циркуляции пароводяной эмульсии.

На рис.4.1 в самом общем виде представлена принципиальная схема паровой котельной установки. Согласно рис.4.1, в топку через горелки подается природный газ, а через вентилятор – воздух . Однако воздух в топку поступает не сразу после вентилятора, а после прохождения воздухоподогревателя, где он предварительно греется за счет продуктов сгорания (дымовой газ). В результате горения вода в котле превращается в пар. Из котла пароводяная эмульсия поступает в пароперегреватель, где он дополнительно, за счет температуры продуктов горения повышает свою температуру, а затем направляется для использования в систему отопления, вентиляции, горячего водоснабжения, производственных устройств и т.д. Конденсат, выделенный в этих системах, в большей части возвращается обратно в котельную и поступает в деаэратор. Туда же поступает вода из водопровода, которая предварительно умягчается в аппарате. Подпитка парового котла свежей водой осуществляется через деаэратор, с помощью питательного насоса. Однако, перед тем как поступить в котел, вода проходит через экономайзер, и за счет теплоты продуктов сгорания, предварительно греется в нем.

Рис 4.1

4.2. Топки как источник энергосбережения

Топки являются одними из основных элементов печей и котельных установок. Наилучшая характеристика топки заключается в достижении минимальных избытков воздуха и одновременно при полном сгорании топлива.

Непосредственно от работы топки зависят потери теплоты от химической неполноты сгорания и потери в окружающую среду. Это равносильно тому, что КПД топки можно определить по выражению:

$$\eta_{\text{Т}} = 100 - \left(Q^{CO} + Q^{OK.CP}\right) \qquad (4.1)$$

где $\eta_{\text{т}}$ – коэффициент полезного действия топки, %;

Q^{C0} – потеря тепла от химической неполноты сгорания, %;

$Q^{OK.CP}$ – потеря тепла в окружающую среду, %.

Работа топки (рабочего пространства) характеризуется термическим коэффициентом полезного действия, а рабочего пространства – КПД рабочего пространства (η). Термический КПД рабочего пространства равен:

$$\eta^{раб.пр}_{терм.} = \frac{Q_{ост.}}{Q_{общ.}} = \frac{Q_{общ.} - Q_{д.г}}{Q_{общ.}} = \frac{Остав.\ в\ раб\ .прост.\ тепло}{Общий\ \ расход\ \ тепла} \cdot 100 \qquad (4.2)$$

где $\eta^{раб.пр.}_{терм.}$ – в %;

$Q_{ост.}$ – это доля тепла, оставшегося в котельной установке или же печи (после уноса определенного ее количества с дымовыми газами) в %;

$Q_{общ.}$ – общее количество тепла, поступающего в рабочее пространство в котельной установке или же печи в %;

$Q_{д.г.}$ – количество потери (унос) тепла с дымовыми газами, в %.

КПД рабочего пространства определяется:

$$\eta_{раб.пр.} = \frac{Q_{пол.}}{Q_{ост.}} = \frac{Q_{ост.} - Q_{пот.}}{Q_{ост.}} \cdot 100 \qquad (4.3)$$

где $\eta_{раб.пр.}$ – в %;

$Q_{пол.}$ – количество тепла, переданное нагреваемому материалу, т.е. количество израсходованного тепла на повышение температуры нагреваемого материала, в %;

$Q_{пот.}$ – количество тепла, потерянное через рабочее пространство в окружающую среду, в %.

Особенно эффективно передается тепло в топке по закону Стефана-Больцмана, согласно которой, количество тепла, передаваемого лучеиспусканием, зависит от четвертой степени средней абсолютной температуры в топке. Коэффициент теплопередачи при этом может достигать 300 ккал/ м^2·час· град., в то время как в среднем коэффициент теплопередачи в газоходах котла характеризуется величинами порядка 25 ккал/м^2·час· град. Эти показатели достаточно ярко характеризуют огромное значение передачи тепла в топке. Поэтому при конструировании топки следует так компоновать в одно целое котел и топку, чтобы передача тепла в топке достигала максимальных величин. Эта задача решается конструктивно путем доведения до максимума разрядов поверхности.

Таким образом, из вышеизложенного следует, что тепловой экономичности работы котлоагрегатов (печей) можно достичь только в том случае, если добиться высокой степени использования ее рабочего пространства.

Для эффективного использования топки их стенки экранируют различными трубами, позволяющими увеличить поверхность нагрева теплоносителей. А это всегда полезно, т.к. повышая съем пара с 1 м^2 поверхности нагрева, оно одновременно уменьшает возможность зашлаковывания труб.

Мощность топки может быть подсчитана по следующим уравнениям:

$$Q_{\text{т}} = \frac{Q}{S} \cdot R \qquad (4.4)$$

$$Q_{\text{т}} = \frac{Q}{V} \cdot V_{\text{т}} \qquad (4.5)$$

где Qт – мощность топки, ккал/час.

В уравнении (4.4) отношение Q/S (ккал/м^{2}час) соответствует так называемому тепловому напряжению зеркало горения, где Q показывает количество тепла, выделяемого в течение 1 часа на решетке, а S – площадь зеркала горения, т.е. поверхность горящего слоя топлива. Q/V (ккал\м^3 час) в уравнении (4.5) соответствует так называемому тепловому напряжению топочного объема.

Реакция горения горючих летучих веществ в топочном пространстве происходит с большой скоростью. Некоторая задержка реакции вызывается затруднениями в создании условий диффузии. Образование смеси воздуха и горючих газов зависит от скорости их перемешивания. В целом можно сказать, что поскольку для всего этого потребуется некоторое время, и за этот отрезок времени горючая смесь двигается с определенной скоростью во всех направлениях (вверх, вбок, в направлении газоходов и т.д.) и, поэтому для сжигания смеси требуется определенный объем.

Недостаточный или же излишний объем топочного пространства - это лишняя потеря теплоты.

Размер и конфигурация рабочего пространства теплоагрегата должны обеспечивать полное протекание процессов горения газа. Объем пространства топки (рабочего пространства) должен быть больше объема факела. Если объем факела будет больше объема топки (рабочего пространства), то процесс горения ча-

стично перейдет в отводящие дымовые каналы. В результате возможны большие тепловые потери.

Недостаток, обусловленный большой производительностью горелки и малым объемом пространства, нельзя устранить путем уменьшения производительности горелки.

Каждая горелка имеет определенное оптимальное значение характеристики работы, а производительность ее может увеличиваться или уменьшаться только в определенных пределах. Предел регулировки у различных конструкций горелок различен. Горелки без предварительного смешения имеют большой диапазон регулировки, а горелки с предварительным смешением – малый.

Факел в топочном пространстве не должен охлаждаться от прикосновения с холодными поверхностями, т.к. при этом для протекания полной реакции соединения с кислородом температура становится недостаточной, что ведет к неполному горению, и следовательно, потере тепла.

Интенсивное перемешивание топлива с воздухом дает возможность получить укороченный факел. Подача воздуха в корень факела способствует получению длинного факела.

Для того, чтобы получить укороченный высокотемпературный факел, потребуется предварительное интенсивное смещение воздуха с газом.

До сих пор еще нет математического обобщения указанных явлений с целью определения необходимого объема топочного пространства. Поэтому, приходится пользоваться эмпирическими зависимостями, основанными на результатах анализа, практики и экспериментальных данных.

Для оценки эффективности топочного объема пользуются уравнением:

$$\frac{Q}{V_{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot B}{V_{\text{т}}} \qquad (4.6)$$

где Vт – объем топочного пространства, м^3;

$Q_н^р$ – низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг;

B – количество сжигаемого топлива, в кг/ч.

Значения Q/Vт, при которых не получаются сколько-нибудь значительные потери от химической неполноты сгорания для мазута и газа, приведены в табл. 4.1.

Чтобы избежать мертвых пространств в топочном объеме, для улучшения его заполнения горящим газом, увеличивают количество горелок.

Таким образом, конфигурация выполняемого топочного объема обуславливает предельное сжигание топлива за 1 час.

Топки могут находиться отдельно от рабочей камеры печи (котла) или же совмещено с рабочей камерой. Последние по конструкции разделяются на камерные, проходные, туннельные и т.д.

Таблица 4.1

Характеристики топочного объема.

Показатели	Обозначение	Единица измерения	Экранирование топки для мазута и газа		Неэкраниров. топки для мазута и газа
			Мазут, природн. газ	Природный газ	
Тепловое напряжение топочного объема	Q/V	ккал тыс. $м^3·ч$	250	400	200
Коэффициент избытка воздуха в топке	$\alpha_т$	-	1,15 - 1,2	1,05 – 1,01	1,2
Потери тепла отхимического недожога	q_3	%	2	2	1

Мощность горелки, размеры факела и диапазон их взаимного регулирования должны дополнить друг друга. Следует часто инспектировать, чистое ли пламя и ровное ли оно,

не перегревается ли змеевик и не находится ли он под непосредственным воздействием пламени.

Тяга в топке должна периодически проверяться, поскольку недостаточная тяга может привести к избыточному давлению в камере сгорания с неполным сгоранием, в то же время слишком большая тяга может привести к высокой температуре отходящих газов и энергопотерям.

Воздух может поступать в топку двумя путями:

1) самопроизвольно или же с помощью дымовой трубы. Подсасывается в топку самопроизвольно при наличии больших, геометрических напорах в топке. При отсутствии же такого достаточного напора в топке, этот напор создается дымовой трубой. Регулирующее устройство дымовой трубы известно под названием шибера – заслонка дымовой трубы.

Если подсос воздуха окажется в этих случаях ниже нормы, то воздух в топку может подаваться с помощью вентилятора. Таким образом, подсос воздуха в топку должен быть управлен. С ее помощью коэффициент избытка воздуха регулируется, в результате чего потери энергии уменьшаются. Но подача воздуха вентилятором одновременно в несколько топок неправильно, т.к. при остановке работы одной из топок, в других топках повышается давление воздуха (количество воздуха) и, как результат этого, нарушается режим процесса горения, что и приводит к потери энергии. Таким образом, подача воздуха и газа в топку под нужным давлением является одним из важных условий энергосбережения.

На рис.4.2 приведена зависимость коэффициента избытка инжектируемого воздуха от разрежения, противодавления в топке и давления газа перед соплом.

Положение кривых на рис.4.2 показывает, что влияние разрежения и противодавления сказывается на коэффициенте избытка воздуха тем больше, чем больше отклоняется давление в топке от атмосферного и чем меньше давление газа перед

соплом. По этой причине инжекционные горелки, как правило применяют в топках, если давление укладывается в пределах ±20 Па относительно атмосферного и если при минимальной тепловой мощности давление газа перед соплом составляет не менее 5 кПа. Если разрежение в топке превышает указанное значение и ведет к нецелесообразному избытку воздуха, горелки оборудуют уравнительными камерами, поддерживающими давление инжектируемого воздуха на уровне, близком к разрежению в топке.

Смещение газа с воздухом зависит от конструкции как самой горелки, так и ее смесителя. Имеются горелки с предварительным смешением газа с воздухом.Такие горелки обеспечивают горение газа, близкое к кинетическому, и имеют в топке короткое пламя с высокой температурой. Для получения более длинного пламени применяют внешнее смешение газа с воздухом, иногда переносимое в топочное устройство.

4.3 . Горелки и форсунки как источник энергосбережения.

Газовая горелка – устройство, обеспечивающее подачу определенного количества газа и воздуха, создания условий смешения их, подачу этой смеси к месту сжигания и сгорания газа. Поэтому их правильный выбор имеет очень большое значение в деле топливо сбережения.

Выбор мощности горелки зависит от мощности печи (топки). Количество и размещение горелки в топке зависит от условий распределения тепла в топке. Неправильно установленная хорошая горелка будет работать плохо. Процесс воспламенения и пламя горелки должны быть доступны для наблюдения.

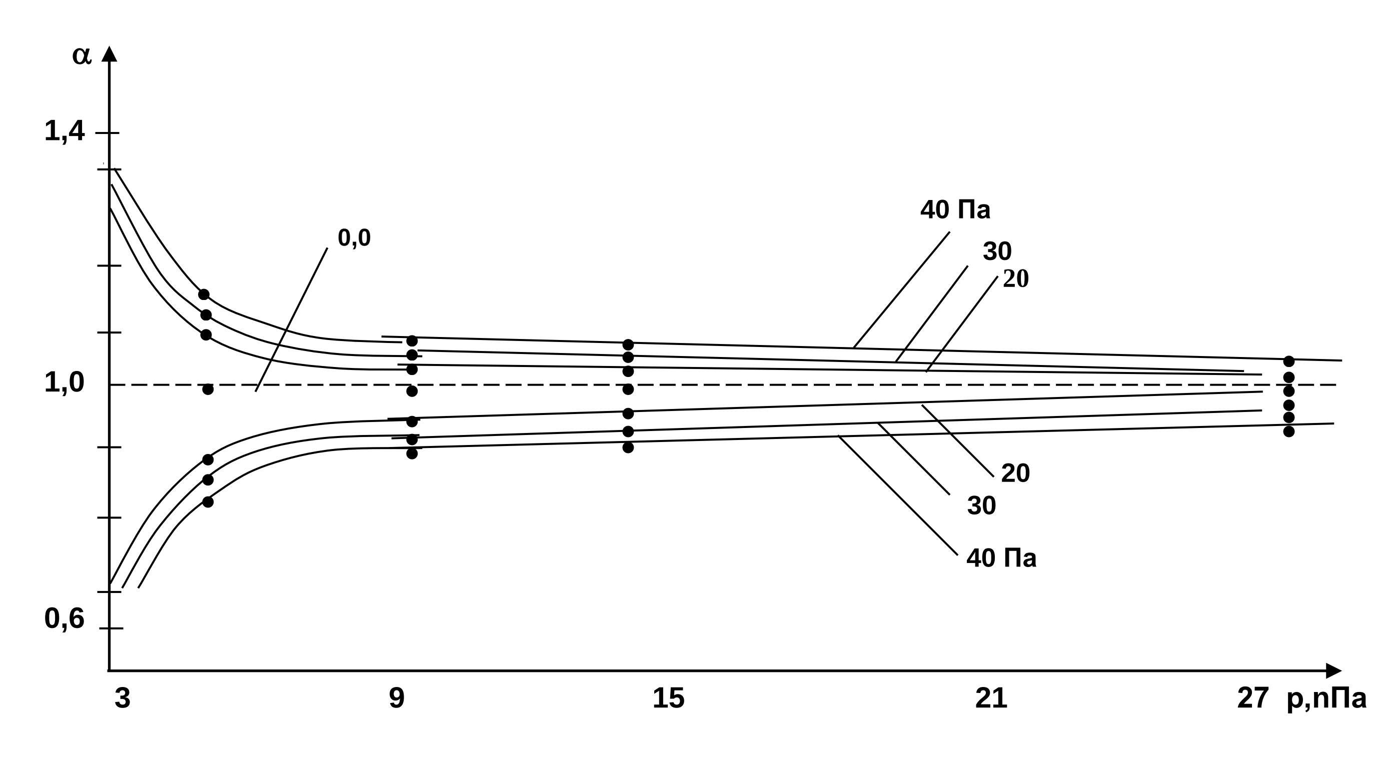


Рис. 4.2 Зависимость коэффициента избытка инжектируемого воздуха от разрежения, противодавления в топке и давления газа перед соплом.

Существуют мазутные и газовые форсунки. В мазутных форсунках для атомизации мазута (воздуха) используется воздух и пар, также и механически. Давление пара при этом, как правило, составляет (5÷10) бар. При этом пар может смешиваться с мазутом, непосредственно в форсунке или же вне ее пределов.

Паровые форсунки обеспечивают сжигание мазутных видов топлива различных вязкостей. Падение давления пара ухудшает атомизацию мазута. Атомизация воздуха в форсунках происходит при давлении (2÷7) бар. Механическая атомизация мазута происходит при давлении (5 ÷13,5) бар.

В газовых форсунках смесеобразование топлива и воздуха в одних случаях происходит внутри сопла, а в других случаях вне его. В газовые форсунки воздух поступает в результате естественного подсоса, а также с помощью вентилятора. Производительность форсунок не должна быть больше или же меньше установленной. Давление и температура воздуха и газа в форсунках должны соответствовать данным, представленным в их технических характеристиках.

Горелки должны проходить государственные испытания, соответствующие СТ СЭВ 621-83 (горелки газовые, промышленные, общего назначения. Методы испытаний).

В соответствии с ГОСТ 21204-83* горелки могут быть разделены на диффузионные (α_1=0), инжекционные (1>α_1>1) и с принудительной подачей воздуха (дутьевые).

При выборе горелок следует принимать во внимание следующие основные соображения: производительность горелки, ее номинальная тепловая мощность и т.д.

Различают номинальную, максимальную и минимальную тепловую мощность горелок.

Номинальная тепловая мощность - это максимально достигнутая мощность при длительной работе горелки с минимальным избытком воздуха и при допустимой по установленным нормам химической неполноте сгорания.

Минимальная тепловая мощность определяет нижний предел работы горелки с коэффициентом избытка воздуха, равным α=1,1, при которой горелка работает устойчиво.

Максимальная тепловая мощность составляет 90% от мощности, соответствующей верхнему пределу работы горелки.

Нижний и максимальный пределы работы горелки определяются в результате испытаний по отрыву, проскоку пламени, устойчивому горению газа в тепловом агрегате и полноте сгорания.

Правильный выбор горелки (форсунок) обусловлен рядом условий:

- Горелка является максимально удовлетворяющей всем требованиям, если она обеспечивает условия для полного сгорания газа с минимальными избытками воздуха.
- Коэффициент предельного регулирования ($К_{п.р.}$) горелки по тепловой мощности (диапазоны устойчивой работы горелки)- это отношение максимальной тепловой мощности горелки к минимальной. При выборе горелок для тепловых агрегатов необходимо, чтобы их коэффициент предельного регулирования был равен допустимому изменению тепловой мощности агрегата или больше него.
- Коэффициент рабочего регулирования ($К_{р.р.}$) горелки – есть отношение номинальной тепловой мощности горелки к минимальной.
- Давление газа и воздуха перед горелкой (Р, Па), подразделяется на номинальное, максимальное и минимальное. Номинальное давление соответствует номинальной тепловой мощности, максимальное – максимальной тепловой мощности и минимальное – минимальной тепловой мощности горелки.
- Шумовая характеристика горелки. Уровень шума горелок, работающих во всем допустимом диапазоне

изменения расхода, не должен превышать 85 дб на расстоянии 1 м от горелки и на высоте 1,5 м от пола.

- Форма факела. Факел может быть длинный, короткий, пучкообразный и отдельными струями. Номинальная относительная длина факела – это расстояние по оси факела от выходного сечения горелки (измеренное при работе с номинальной тепловой мощностью в калибрах выходного сечения) до точки, где концентрация CO_2 при $\alpha = 1$ составляет 95% от максимального значения.
- Объем топочного пространства должен быть достаточен для нормального развития факела.
- Температура факела достигается при данном способе смешения газа и воздуха. При интенсивной турбулизации газа и воздуха получается короткий факел. При подаче воздуха к корню факела получается длинный, мягкий факел. При хорошем и предварительном смешении газа и воздуха получается короткое пламя.

Вид пламени позволяет достаточно верно определить условия сгорания:

- Хороший знак, когда пламя симметрично. Желательно, чтобы оно было невысокое, яркое и турбулентное, без нефтяных полос по краю, и без избыточного количества искр. Если искра есть, то это говорит о плохой атомизации мазута.
- Пламя, контактирующее со стенками камеры сгорания почти всегда является результатом неполного сорания.
- Коэффициент избытка первичного воздуха (α_1) показывает, какая часть воздуха от теоретически необходимого для сгорания газа подается в горелку из окружающего пространства.
- Коэффициент избытка вторичного воздуха (α_2) показывает, какая часть воздуха от теоретически необходимого для сгорания газа подается

непосредственно к пламени из окружающего пространства.

- Объемный коэффициент инжекции, или кратность инжекции (n) показывает отношение объемного количества подсасываемого горелкой первичного воздуха к объемному расходу газа.
- Если мощность горелки окажется больше объема мощности топки, то путем уменьшения мощности горелки предотвратить тепловые потери не удается.
- Возможности регулирования горелок, с предварительным смешением воздуха и топлива, ниже возможности регулирования противоположенных горелок.
- Мощность горелки, размеры факела и диапазон их урегулирования должны быть взаимно увязаны.
- Диапазон регулирования горелки (форсунки) показывает возможности регулирования его мощности.
- Процесс воспламенения и пламя горелки должны быть доступны для наблюдения.

Эти характеристики, которые должны быть проанализированы при выборе газовых горелок в соответствие требованиями ГОСТ 17356-71*.

Число горелок и их расположение определяют условия распределения тепла в агрегате. Производительность горелки (Q) – это количество теплоты, выделяющейся при полном сгорании часового расхода газа через горелку. Она выбирается в соответствии с тепловой мощностью аппарата (печи, котлы и др.)

Тепловая мощность горелки определяется по формуле:

$$Q = B \cdot Q_H^P \qquad (4.7)$$

где Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг;

B – расход топлива, кг/час.

Различают номинальные и предельные значения тепловой мощности аппаратов (печи, котлы и др.). Номинальной тепловой мощностью называют такую мощность, при которой аппарат или установка имеют наилучшие показатели работы: наибольшую полноту сгорания газа при наиболее высоком КПД. Номинальная тепловая мощность, являющаяся паспортной величиной аппарата, определяется при номинальной тепловой нагрузке. Предельной тепловой мощностью является максимальная тепловая нагрузка, превышающая номинальную на 20 %. При этом не должны ощутимо ухудшаться полнота сгорания газа, уменьшаться КПД и срок службы аппаратов. Безопасность работы газовых аппаратов характеризуется полнотой сгорания газа и устойчивой работой газогорелочных устройств.

Таким образом, правильный выбор горелки и контроль за их работой при решении вопросов энергосбережения имеют очень большое значение.

Диффузионные горелки

При диффузионных горелках в камеру сжигания подается только газ, (см. рис. 4.3) а воздух в камеру сжигания поступает только за счет разрежения, создаваемого в топке дымовой трубы эжектирующего действия газовых струй. При этом способе смешение газа с воздухом происходит за горелкой, в камере сжигания, где процессы смещения и горения происходят одновременно (параллельно).

Достоинством диффузионных горелок является простота их изготовления, небольшие габаритные размеры при значительных тепловых нагрузках, легкость обеспечения развития пламени по большим поверхностям любых форм, простота обслуживания, легкость регулирования нагрузки в широких пределах, передача значительного количества тепла

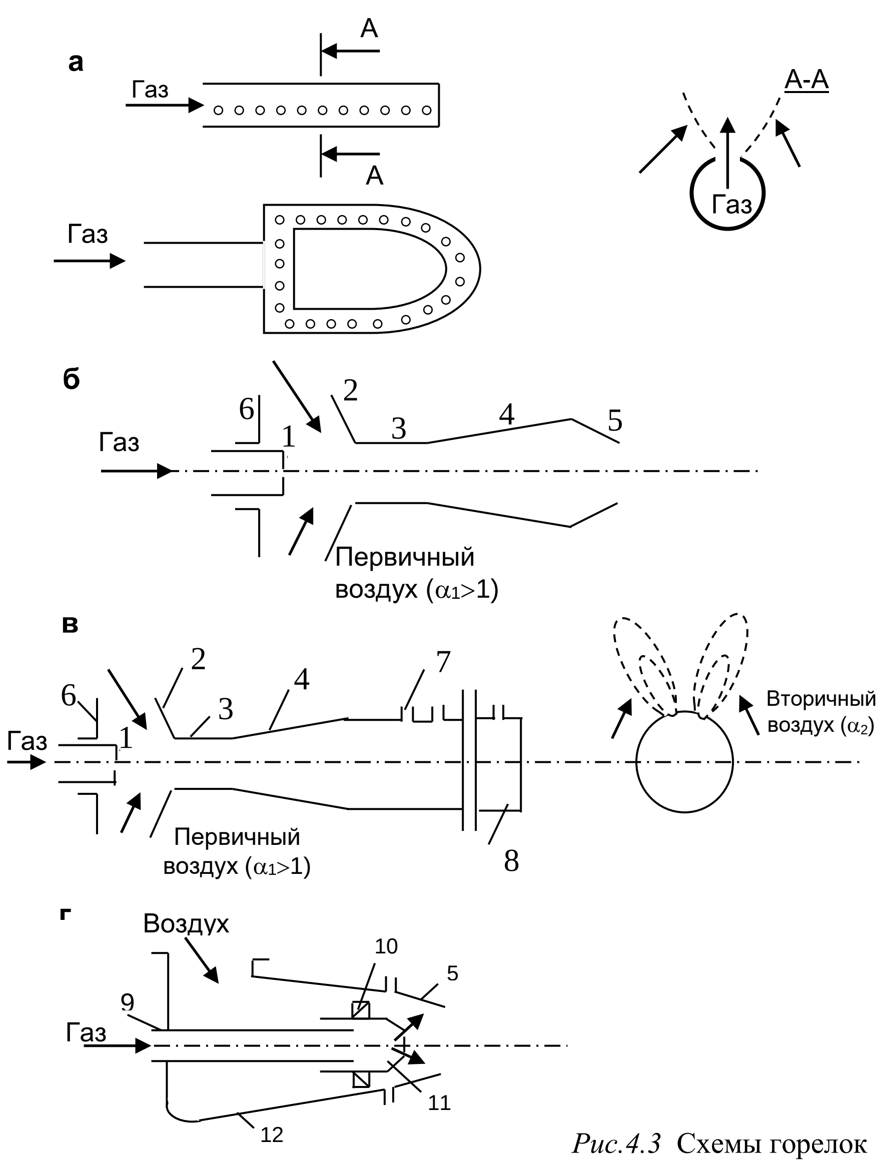


Рис.4.3 Схемы горелок

а- диффузионная; б-в -инжекционные: б- $\alpha_1>1$, в- с $\alpha_1<1$; г -с принудительной подачей воздуха; 1-сопло; 2-инжектор; 3-горловина; 4-диффузор; 5-насадок: 6-воздушная заслонка; 7- огневые отверстия; 8- коллектор; 9- газораспределительное устройство; 10- завихритель; 11-отверстия для выхода газа; 12-корпус.

нагреваемым поверхностям посредством радиации, высокая устойчивость пламени без проскока и отрыва.

К недостаткам горелок относятся повышенный, по сравнению с другими видами горелок, коэффициент избытка воздуха, ухудшение условий догорания газа, и самое главное, опасность соприкосновения пламени с обогреваемыми холодными поверхностями, так как это приводит к полноте сгорания, отложению сажи и снижению КПД агрегата.

По этим причинам диффузионные горелки применяют, в большинстве случаев, только в тех приборах и установках, где требуется невысокая равномерная температура пламени и возможно устройство достаточных топочных объемов.

Эти горелки используются в некоторых конструкциях паровых котлов, в печах мартеновских, цементных, стекловаренных, печах для получения газовой сажи и др.

В отдельных случаях они незаменимы, например, в высокотемпературных плавильных печах, где требуется растянутый факел с высокой степенью черноты. А это возможно при подогреве воздуха, необходимого для горения, до 1000-1100^{0}С, т.е. до температуры, превышающей температуру самовоспламенения газо-воздушной смеси. Предварительное смешение газа с воздухом в таких условиях недопустимо.

Диффузионные газовые горелки для сжигания природных газов в настоящее время получили широкое применение по причине потребления большого количества воздуха для полного сжигания газа.

Диффузионные горелки, получившие распространение работают как при низком давлении природного газа (50-100 мм вод.ст.), так и при среднем давлении (до 3000 мм вод.ст.).

Для этих горелок, работающих на природном газе, требуется наличие устойчивой тяги в топке не менее: для горелок с расходом газа до 50 м^3/час - 2 мм вод.ст., от 50 до 175 м^3/час – 3 мм вод.ст. и выше 250 м^3/час – 5 мм вод.ст.

Инжекционные горелки

Инжекционными газовыми горелками называются горелки, в которых за счет энергии одного газа и воздуха происходит внутри корпуса горелки (см рис. 4.3 «б», «в»).

Образование смеси газа и воздуха в таких горелках наиболее часто осуществляется инжекцией воздуха из окружающей атмосферы за счет энергии струи газа, вытекающей из сопла. В редких случаях газ инжектируется за счет энергии газа. В этом случае давление инжектируемого газа доводится до величины атмосферного давления.

Инжекционные газовые горелки получили широкое распространение во всех бытовых газовых приборах, а также применяются при сжигании газа в котлах, печах и т.д.

Инжекционные газовые горелки, работающие на газе низкого давления, рассчитываются, как правило, на частичную инжекцию воздуха (в размере 40-60% от теоретически потребного для полного сгорания газа). Это количество воздуха носит название первичного воздуха. Дополнительный (вторичный) воздух поступает к факелам пламени из окружающей атмосферы за счет инжектирующего действия газо-воздушных струй и разрежения при установке горелок в топках.

Инжекционные газовые горелки, работающие на газе среднего давления, обычно обеспечивают образование однородной, полностью подготовленной для сгорания ($\alpha_1>1$) и в дополнительных количествах воздуха не нуждаются. Существуют и инжекционные горелки, работающие при условии ($\alpha_1<1$).

Диапазон регулирования распространенных инжекционных горелок среднего давления укладывается в пределы: верхний- соответствует максимальному расчетному давлению газа перед соплом до 90 кПа. При давлении природного газа перед соплом > 90 кПа наступает режим критического истечения газа;

нижний – минимальному давлению, при котором возможен обратный удар (проскок) пламени (от 5,0 до 10 кПа).

Инжекционные газовые горелки среднего давления обеспечивают образование однородной газо-воздушной смеси и работают, как правило, с коэффициентом избытка первичного воздуха α= 1,05-1,1.

Скорости вылета газо-воздушной смеси и кратеров таких горелок всегда значительно выше скоростей распространения пламени в газо-воздушной среде смеси, посему все эти горелки снабжаются стабилизаторами фронта воспламенения в виде искусственных зажигательных поясков, туннелей, шамотных горок и т. д.

Наиболее распространенными стабилизаторами горения являются цилиндрические туннели с внезапно расширяющимися сечениями.

Туннели изготавливаются из огнеупорных материалов, пригодных для температур 1450-1500 ^{0}C.

Инжекционные газовые горелки с (α_1>1) устанавливают на промышленных и коммунальных теплоагрегатах (нагревательные и термические камерные печи, сушилки, чугунные отопительные секционные котлы, хлебопекарные, кондитерские печи и т. д.). Широко применяют инжекционные горелки с максимальным расходом газа до 100 м^3/ час. Для больших расходов эти горелки становятся громоздкими и металлоемкими и применение их на теплоагрегатах усложняется.

Подавляющее большинство инжекционных горелок с (α_1<1) работают на низком давлении газа (до 2 кПа).

Максимальная тепловая мощность этих горелок, как правило, определяется скоростью отрыва пламени, т.е. скорость выхода газо-воздушной смеси принимается равной или меньшей скорости распространения пламени. А так как горелки должны иметь достаточно широкий диапазон изменения тепловой мощности, приходится выбирать такое значение α_1, чтобы первичная газо-воздушная смесь была не горючей.

Для природного газа при $\alpha_1 < 0,59$ газо-воздушная смесь является негорючей. Надо отметить и то, что уменьшать α_1 можно только до определенного предела. Этот предел для углеводородных газов определяется по следующей зависимости:

$$\alpha \rangle 0,75(m + n/4)^{0,5} \cdot d_k^{0,25} \qquad (4.8)$$

где m – число углеводородных атомов в молекуле газа или среднее их число в природном газе;
n – одородных атомов;
d_k – диаметр огневых каналов в коллекторе горелки.

Для природных газов α_{min}=0,4. Меньше этого значения горение приближается к диффузионному и имеет место выделение продуктов неполного сгорания газа.

Инжекционные горелки обеспечивают полное сгорание газа при общем коэффициенте:

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 1,15 – 1,20.$$

Горелки с принудительной подачей воздуха

Для этих типов горелок применяется давление газа (50-150 мм вод.ст.), а воздуха – 50–200 мм вод.ст.

Воздух, необходимый для горения, нагнетается в горелки принудительно – вентилятором, воздуходувкой или компрессором (см. рис. 4.4). Газ из газопровода подается в газораспределительное устройство, а из него через сопло вытекает в закрученный поток воздуха. Здесь происходит смешение газа с воздухом. Подготовленная газо-воздушная смесь выдается через насадки к месту сжигания. Эти горелки, как и инжекционные горелки с α_1>1, оснащены стабилизаторами пламени.

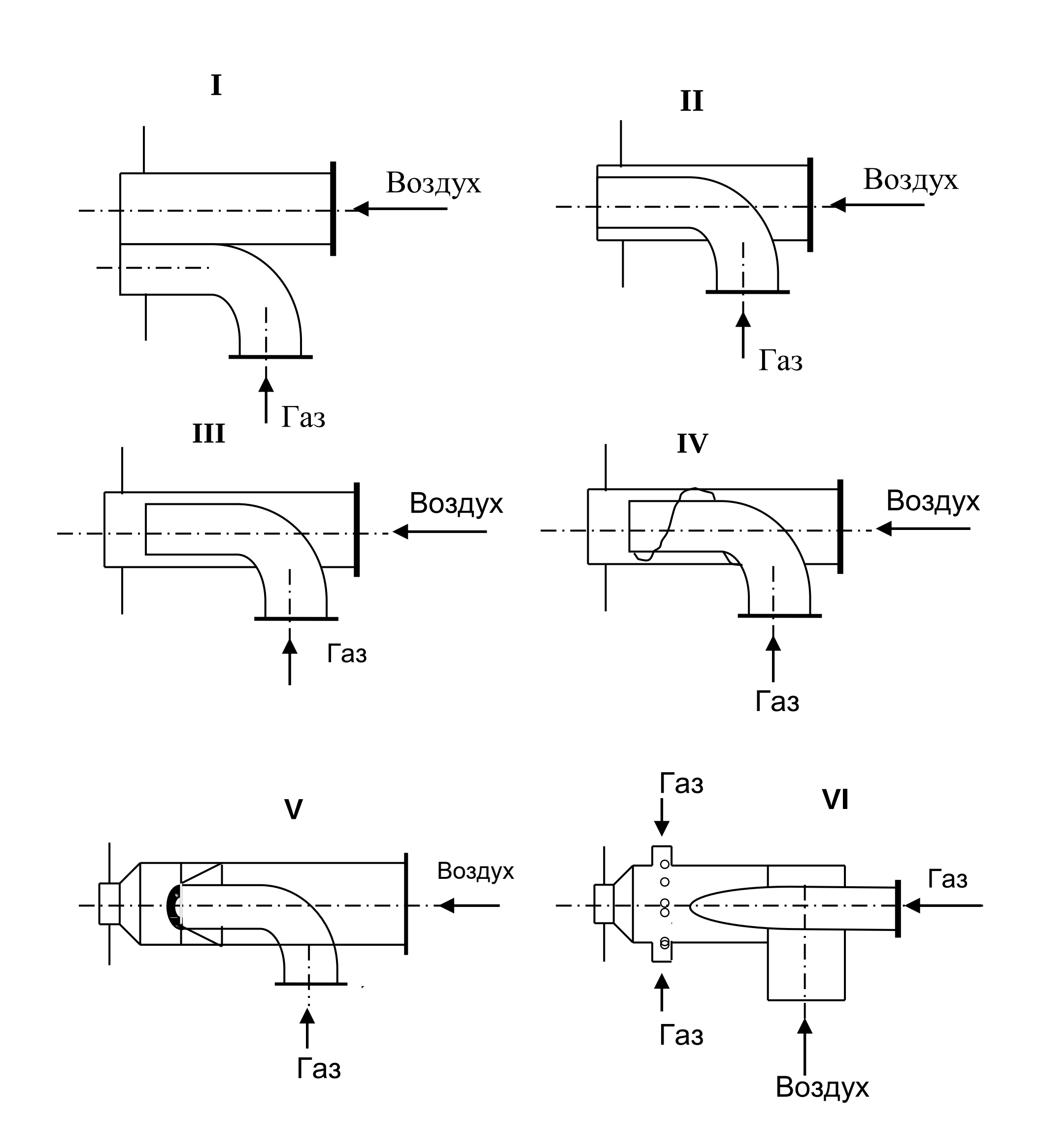


Рис. 4.4. Схемы горелок с принудительной подачей воздуха.

Эти горелки имеют следующие особенности:

- возможность создавать горелки на любые расходы газа;

- возможность использовать теплоту предварительно подогретого воздуха;
- возможность обеспечить сжигание газа как по кинетическому, так и по промежуточному принципу;
- возможность работать при любом давлении в топке;
- необходимость устанавливать клапан блокировки, отключающий подачу газа при прекращении подачи воздуха;
- наличие воздухоотводов (кроме газопровода) в системе обвязочных коммуникаций теплоагрегата;
- необходимость в рабочем режиме регулирования соотношения расходов газа и воздуха;
- меньшая удельная теплоемкость по сравнению с инжекционными горелками;
- обладание, как правило, большим коэффициентом предельного регулирования.

Горелки с принудительной подачей воздуха, в зависимости от конструкции, могут работать на газе низкого или среднего давления. Их применяют в основном для промышленных теплоагрегатов: котлов, печей и др. Горелки этого типа позволяют использовать теплоту отработанных газов за счет подогрева в теплообменниках (рекуператорах и т.д.) воздуха, подаваемого для горения, что позволяет повысить КПД теплоагрегатов.

Недостатками этих горелок являются затраты электроэнергии на дутьевые вентиляторы и т.д.

Регулировать длину пламени в этих горелках можно, изменив степень смешения газа с воздухом. Чтобы сохранить длину пламени, надо обеспечить хорошее предварительное смешение. Это достигается за счет удлинения участка смешения, увеличения разности скоростей газа и воздуха, а также поверхности соприкосновения газовых струй с воздушным потоком; направления потоков газа и воздуха под углом; выдачи газовых струй в закрученный поток воздуха.

Газо - мазутные горелки

Комбинированные газо-мазутные горелки представляют собой механическое объединение в одной конструкции газовой горелки и мазутной форсунки. Сжигание газа и мазута в таких горелках осуществляется, как правило, раздельно, так как их одновременное сжигание ведет к химическому недожогу за счет более медленного выгорания распыленного жидкого топлива по сравнению с газообразным. Объясняется это тем, что мазут до его вступления в реакцию с кислородом проходит через предварительные стадии, включающие испарение жидкости, перегрев образовавшегося пара и пирогенетические преобразования сложных молекул до более простых.

Основные характеристики и размеры одной из газо-мазутных горелок приведены в табл. 4.2 (конструкция Ленгипроинжпроекта). Природный газ в этом случае характеризуется $Q_Н$ = 35,6 МДж/м^3 и ρ = 0,73 кг/м^3, а топочный мазут (марки 40 и 100) - $Q_Н$ = 38,5 МДж/кг.

Достаточная полнота сгорания газа и мазута достигается в условиях номинальной тепловой мощности при коэффициентах избытка воздуха, соответственно, α = 1,05 – 1,07 и α = 1,15–1,20. Эта конструкция предназначена для перевода котлов и печей с газового топлива на резервное, жидкое (мазут).

Существуют газо-мазутные горелки в мартеновских печах, где сжигание обоих видов топлива происходит одновременно. Горелка работает при давлении газа 2-2,5 кг/ см^2, давление мазута около 10 кг/см^2 и давление распылителя (пара) – 10 кг/см^2. Раход мазута составляет 20-25 % от общего количества потребленного топлива.

Существуют различные конструкции газо-мазутных горелок для совместного сжигания природного газа и мазута, для использования мазута в виде резервного топлива, для

использования газа и мазута раздельно. Каждая из этих конструкций имеет свои особенности и технические характеристики.

Таблица. 4.2

Основные технические характеристики газо-мазутных горелок.

Номер горелки	Номинальная тепловая мощность, кВт	Номинальный расход газа, $м^3$/ч	Номинальный расход мазута кг/ч	Расход пара на распыление мазута, кг/ч	Номинальное давление, Па (газа/воздуха)	Давление мазута, МПа	Давление пара, МПа
1	1074	105	100	35	2500/450	0,03-0,05	0,3-0,4
2	1630	165	155	50	2500/550	0,03-0,05	0,3-0,4
3	2668	270	255	85	2500/550	0,03-0,05	0,3-0,4
4	4100	415	390	130	2500/600	0,03-0,05	0,3-0,4
5	8200	830	780	260	2500/600	0,03-0,05	0,3-0,4

Форсунки для мазута

Для сжигания мазута, как правило, используются различные форсунки, обеспечивающие распыление жидкости в мельчайшие капли. Чем меньше размеры капель мазута, тем лучше и эффективнее идет сжигание топлива. При распылении мазута на мельчайшие частицы, образующаяся вокруг каждой капли оболочка продуктов сгорания быстрее разрушается и тем самым облегчается процесс диффузии воздуха (кислорода) в нее.

Форсунки подразделяются на форсунки с механическим, паровым и воздушным распылением. В последнее время начинают использовать ротационные форсунки.

Все эти форсунки обеспечивают в топке атомизации мазута и воздуха. Для лучшей атомизации мазута, как правило, используют водяной пар (5÷10 бар). Последний смешиваться с мазутом может как внутри форсунки, так и вне ее.

Паровые форсунки могут обеспечить атомизации мазута различных вязкостей. Падение давления пара ухудшает атомизации мазута.

При атомизацию мазута воздухом пользуются воздухом давлением 2-7 бар.

При механической атомизации давление мазутного топлива составляет (5 ÷13,5 бар).

Все форсунки должны работать в условиях, соответствующих их условиям работы.

В настоящее время предпочтение отдается форсункам с механическим распылением. В них отсутствует расход пара, конденсат которого не возвращается, а рабочие расходы топлива, считая на 1 кг сжигаемого топлива, имеют наименьшие значения. Этот метод распыления может быть использован как в паровых, так и в водогрейных котлоагрегатах.

Обычно, в большинстве случаев, мазутное топливо имеет высокую вязкость и содержит в своем составе некоторое количество парафина. Сжигая с помощью форсунок с механическим распылением подобное топливо, его приходится предварительно нагревать до 70-110 ^{0}C (в зависимости от марки мазута). В таком случае мазут не только двигается хорошо, но и, выходя из мелких отверстий форсунки, хорошо пульверизуется. Чтобы избежать загрязнения в мелких отверстиях форсунки, мазут необходимо не только подогревать, но и тщательно фильтровать, пропуская последовательно через два фильтра. Для лучшего распыления мазут подводят к форсункам под давлением, порядка 15-20 ат.

Средний диаметр капель $d_{ср}$, отнесенный к диаметру проходного отверстия форсунки d_0, может быть подсчитан по формуле:

$$\frac{d_{cp}}{d_0} = A\sqrt{\frac{\delta}{\rho_r W^2 d_0}} \qquad (4.9)$$

где δ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости;
ρ_r – плотность среды;
W – скорость движения капли;
A – коэффициент, зависящий от типа форсунки и рода жидкости.

Из формулы 4.9 видно, что чем меньше диаметр отверстий форсунки, тем меньше будут размеры частиц мазута. Кроме того, с повышением скорости распыления также достигается уменьшение диаметра капли. Уменьшение размера капель также уменьшает поверхностное натяжение. Увеличение скорости требует повышения давления мазута перед форсункой, а уменьшение поверхностного натяжения достигается путем подогрева.

К недостаткам форсунок с механическим распылением надо отнести то, что в этих случаях размеры (длина) факела достигают 3,0 метров. А это, в свою очередь, вызывает проблемы размещения форсунок в топочной камере. В этих форсунках при режимах, отклоняющихся от расчетных расходов топлива, распыление ухудшается. Поэтому, в таких случаях желательно выключать отдельные форсунки.

Одной из разновидностей форсунок с механическим распылением является так называемая ротационная форсунка. В этих форсунках мазут распыляется как с помощью центробежной силы, возникающей при вращении ротора, так и подаваемым под давлением через потрубки воздухом. Электродвигатель устанавливают на самой форсунке.

В паровых форсунках распыление происходит за счет использования кинетической энергии пара. В этих форсунках, для того чтобы повысить скорость пара, используют сопло Лавля. Эти форсунки не получили большого распространения, т.к. неэкономично расходуют пар (0,3-0,5 кг на 1 кг мазута), к тому же и конденсат не возвращается в систему.

Форсунки с воздушным распылением можно применять для мазута всех марок, но для котлов малой производительности с неэкранированными топками, т.к. распыление получается грубое и удовлетворительные условия горения получаются при высоких температурах в топочной камере.

В этих форсунках возможен большой диапазон регулирования (20-100%) и относительно короткий факел (1,5-2,5 м), что позволяет устанавливать воздушную форсунку к камере ограниченных размеров. Распыление воздуха идет под влиянием 200-300 мм вод.ст., в количестве 10-15% от общего количества, необходимого для горения. Мазут может поступать самотеком из резервуара, располагаемого непосредственно в помещении.

Мазут состоит из смеси углеводородов. Поэтому, по мере развития горения, происходит их пирогенетическое разложение. До 600 ^{0}C это расщепление идет благоприятно, т.к. образуются простые легкосгораемые молекулы углеводорода. Если же из-за недостатка кислорода этот процесс затянется и перейдет в область более высоких температур, то в результате крекинга начинают образовываться более сложные молекулы, а также сажистый углерод. Поэтому, чтобы обеспечить полное сгорание, весь воздух надо подводить к началу факела.

Таким образом, вышеизложенное свидетельствует о том, что эффективная и экономичная работа печей (котельных) может достигаться правильным выбором типа и тепловых нагрузок горелок (форсунок), их рациональным размещением, а также правильным расположением газоходов и изделий, подвергающихся тепловой обработке.

Ультразвуковые форсунки

В последнее время за рубежом начали находить широкое применение газовые, мазутные и комбинированные – газо-мазутные форсунки.

При разработке этих форсунок особое внимание уделялось диапазону регулировок и экономичной эксплуатации с тем, чтобы удовлетворить все требования, возникающие при процессе сжигания.

Возможность завихрения воздуха параллельно или же совмещение этих потоков позволяет в этих форсунках варьировать формой пламени в любой камере сжигания.

Усиление завихрения воздуха укорачивает пламя. Наоборот, можно получить длинное пламя, если закрыть путь завихрения, и открыть доступ вторичного воздуха.

Таким образом, совмещением завихренного и вторичного воздуха можно варьировать форму пламени, что благоприятно сказывается на общем диапазоне регулировок.

Зажигание горелки производится с помощью газоэлектрической запальной форсунки, которая в качестве вспомогательной может поддерживать горение или же автоматически включается в момент воспламенения. Пусковым газом может служить природный или же газообразный пропан. Предварительное давление 20-60 Мбар.

При эксплуатации форсунок с мазутом для распыления жидкости используется сжатый воздух, пар или горячий газ. Для распыления жидкого топлива требуется предварительное давление распыляющей среды не выше 3-4 бар, при работе на газе в зависимости от применяемой форсунки и диапазона регулировок – не выше 1-3 бар.

Контроль горения в устройстве осуществляется с помощью релегорения и фотоэлемента.

Клапан дутьевого воздуха определяет количество необходимого для горения воздуха. Статическое давление вентилятора для дутьевого воздуха при наличии камер сгорания пониженного давления равняется, как правило, 14 Мбар.

Ультразвуковая газовая форсунка серии GG фирмы ДУМАГ (Австрия)

Эти форсунки находят применение как в паровых котлах, так и в высокотемпературных плавильных печах.

Для работы газовой форсунки поступающий газ следует делить на два потока, а именно, на потоки звукового и горючего газа. Путем изменения давления звукового и горючего газов можно варьировать длину пламени и во время эксплуатации форсунки. Как правило, такие форсунки дают две формы пламени:

1. Пламя струйной формы (см. рис. 4.5).
2. Пламя тюльпанообразной формы (см. рис. 4.6).

Форсунка, согласно рис. 4.5, дает струйное пламя с углом выхода в 20-22^0 , которое используется преимущественно для плавильных процессов и в туннельных печах.

В форсунке, согласно рис. 4.6, угол выхода пламени составляет 30-150^0. Она используется прежде всего в паровых котлах и в случаях, когда надо приспособить форму пламени к камере горения. Поворачивая в этих форсунках формующее кольцо, можно плавно регулировать форму пламени. Благодаря большой скорости поступающего через внешний кольцевой клапан звукового газа с одной стороны и разумному размеру стенок с другой, в этих форсунках возникает мощный эффект самоохлаждения, что обеспечивает им максимальный срок службы.

Усиленный импульс выступающего газа, высокий эффект смешения и регулируемое пламя позволяют сгорание при

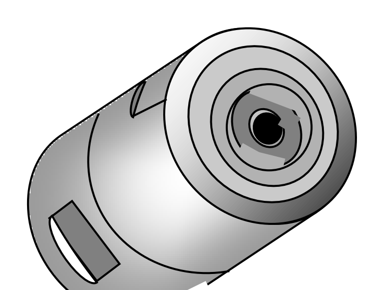
минимальном избытке воздуха и при малой нагрузке высокий КПД. Предварительно давление газа составляет 0,5-3,0 бар в зависимости от регулировки и вида газа и производительности горелки.

В таблице 4.3 приведены некоторые технические характеристики этих форсунок применительно к природному газу с Q^{H}_{P} = 8500 ккал/нм^3 (диаметр = 0,58).

Таблица 4.3

Характеристика ультразвуковых форсунок фирмы ДУМАГ.

Тип форсунки	Расход воздуха, нм^3/ч	Производительность		
		млн.ккал/ч	млн.кДж/ч	тыс.кВт
GG 25	25	0,28	1,17	0,325
GG 40	40	0,446	1,85	0,52
GG 60	60	0,67	2,8	0,78
GG 100	100	1,16	4,85	1,35
GG 150	150	1,67	7,0	1,94
GG 250	250	2,8	11,7	3,25
GG 400	400	4,46	18,5	5,2
GG 600	600	6,7	28,0	7,8
GG 1000	1000	11,6	48,5	13,5
GG 1500	1500	16,7	70,0	19,4
GG 2500	2500	28,0	117,0	32,5





Ультразвуковая газовая форсунка серии GG

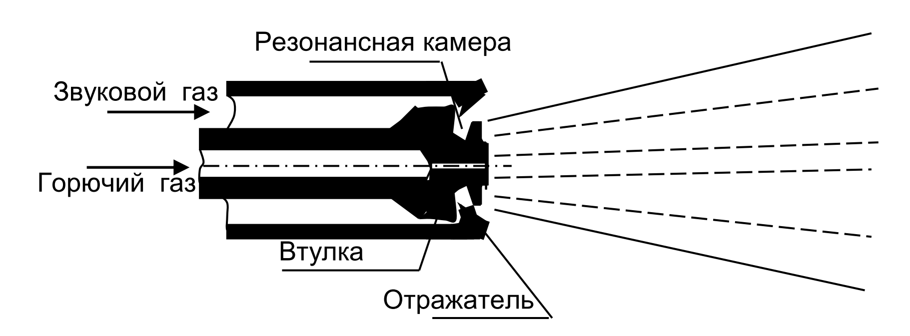


Рис. 4.5 Форсунка для струйного пламени

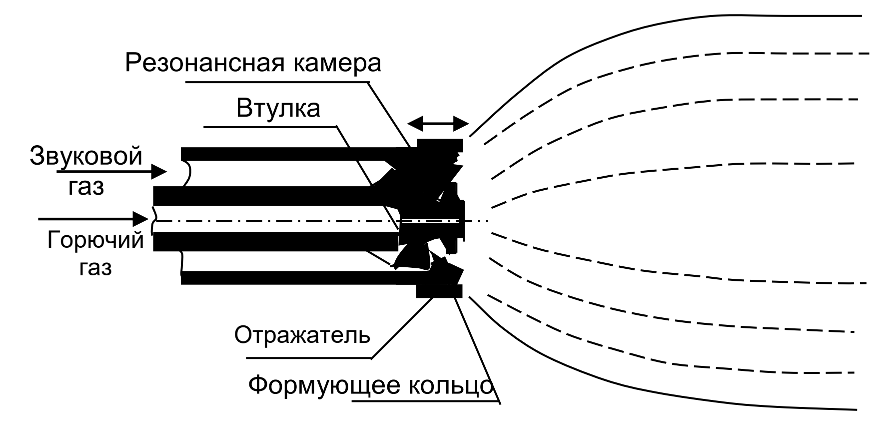
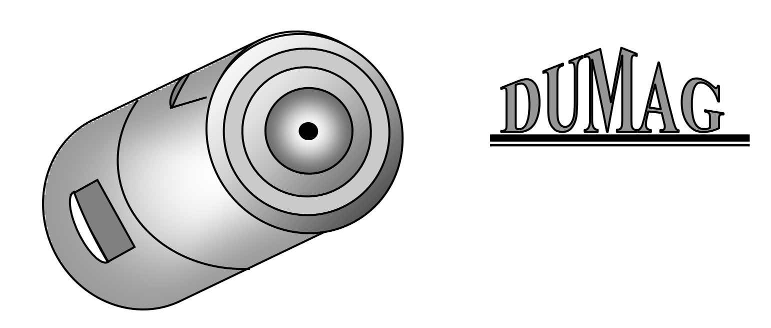


Рис. 4.6 Форсунка для тюльпанообразного пламени
(регулируемая форма пламени)

Ультразвуковая мазутная форсунка серии GO фирмы ДУМАГ

Эти форсунки также находят применение как в паровых котлах, так и при высокотемпературных плавильных печах (см. рис. 4.7 и 4.8).

В качестве среды для создания ультразвука используется сухой пар, сжатый воздух или горючий газ. Она также дает две формы пламени – струйнообразную и тюльпанообразную.



Ультразвуковая нефтяная форсунка серии GO

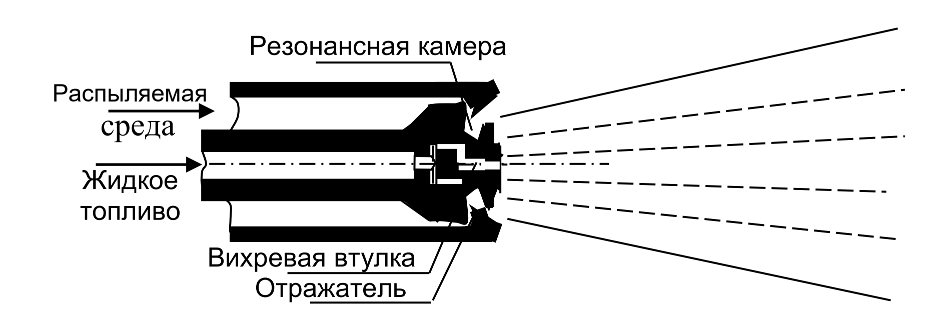


Рис.4.7. Форсунка для струйного пламени

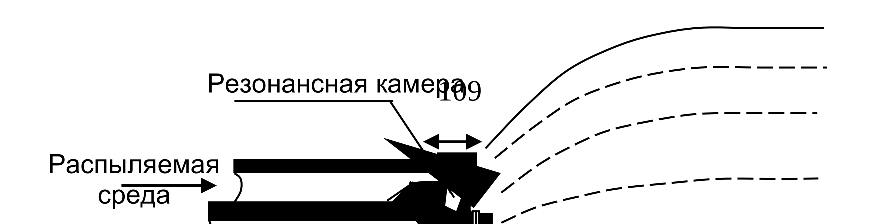


Рис.4.8. Форсунка для тюльпанообразного пламени (регулируемая форма пламени)

Пар (или сжатый воздух и газ) поступает в форсунки через внешний кольцевой канал. Как и в газовых ультразвуковых форсунках, обеспечивается ее охлаждение. Эти форсунки также находят применение в различных горелках. Диапазон регулировок – для струйного пламени – 1:10 и для тюльпанообразного пламени – 1: 4 – 1: 5.

Предварительное давление жидкого топлива не выше 7 бар, вязкость < 45 сст. Предварительное давление распыляемой среды (пар, воздух, газ) в зависимости от паропроизводительности 0,5 – 4 бар.

В таблице 4.4 приводятся некоторые характеристики этих форсунок.

Таблица 4.4

Характеристика ультразвуковых форсунок фирмы ДУМАГ.

Тип форсунки	Расход кг/ч	Нагрузка		
		млн.ккал/ч	млн.кДж/ч	тыс.кВт
GG 40	40	0,4	1,67	0,465
GG 60	60	0,6	2,5	0,7
GG 100	100	1,0	4,2	1,16
GG 150	150	1,5	6,3	1,75
GG 250	250	2,5	10,0	2,9
GG 400	400	4,0	16,7	4,65
GG 600	600	6,0	25,0	7,0
GG 1000	1000	10,0	42,0	11,6
GG 1500	1500	15	63,0	17,5
GG 2500	2500	25,0	100,0	29,0

Комбинированная (газо-мазутная) ультразвуковая форсунка серии GGO фирмы ДУМАГ

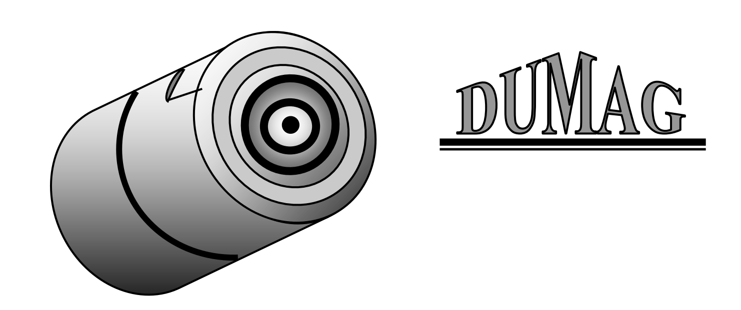
Эти форсунки, также как и две предыдущие, находят широкое применение как в паровых котлах, так и при высокотемпературных плавильных процессах. Конструкция форсунки базируется на принципе ультразвукового распыления с помощью кольцевого колебательного генератора Хартмана.

Поскольку форсунка представляет собой комбинацию газовой и мазутной, распыление (см. рис. 4.9 и 4.10) возможно с помощью как газа, так и жидкого топлива. Так как форсунка работает и на жидком топливе и на газе, за небольшой срок возможен переход с одного топлива на другое.

При использовании форсунки для плавильных процессов следует указать на тот факт, что в результате воздействия ультразвука в условиях работы на одном природном газе образуется яркое, самокарбюрированное пламя с высокой интенсивностью излучения. Дальнейшее повышение интенсивности излучения возможно посредством посторонней карбю-

рации за счет подачи через средний клапан незначительного количества мазута.

Диапазон регулирования: струйное пламя: газ 1:4 – 1:5 и жидкое топливо 1 : 10; тюльпанообразное пламя: газ и жидкое топливо: 1 : 4 – 1 : 5. Предварительное давление газа 0,5 – 3 бар. Давление жидкого топлива < 7 бар, вязкость <45 сст.



Комбинированная ультразвуковая нефтяная/ газовая форсунка серии GGO

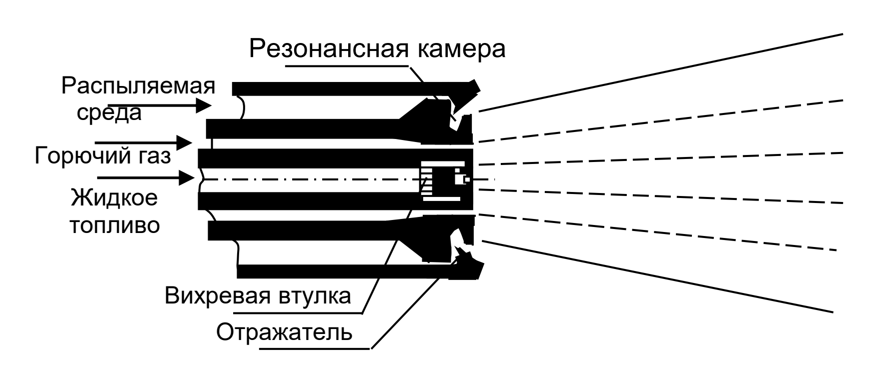


Рис.4.9. Форсунка для струйного пламени

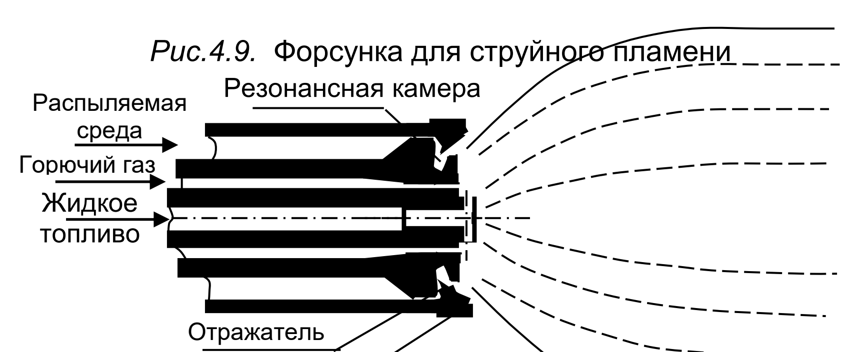


Рис.4.10. Форсунка для тюльпанообразного пламени (регулируемая форма пламени)

Некоторые характеристики этих форсунок приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5

Характеристики газо-мазутных ультразвуковых форсунок фирмы ДУМАГ.

Тип форсунки	Расход	
	газа, нм^3/час	жидкого топлва, кг/час
GG 40	40	40
GG 60	60	60
GG 100	100	100
GG 150	150	150
GG 250	250	250
GG 400	400	400
GG 600	600	600
GG 1000	1000	1000
GG 1500	1500	1500
GG 2500	2500	2500

4.4 . Тепловой баланс как основа энергосбережения в котельных установках.

Составление теплового баланса котельной установки необходимо для определения ее коэффициента полезного действия и выявления источников потерь тепла с тем, чтобы можно было разработать мероприятия для сокращения этих потерь, если они превышают разумные пределы.

Тепловой баланс котельной установки может быть представлен, как:

$$Q_{общ} = Q_1 + Q_2^{д.г.} + Q_3^{co} + Q_4^{ок.ср.} \qquad (4.10)$$

где $Q_{общ.}$ – общее количества тепла, внесенное в топку котла (печи), в ккал/ кг;

Q_1 – полезно используемое тепло, получаемое в виде пара и горячей воды, в ккал/кг;

$Q_2^{д.г.}$ – потеря тепла с дымовыми газами, в ккал/кг;

Q_3^{co} – потеря тепла от химической неполноты сгорания, в ккал/кг;

$Q_4^{ок.ср}$ – потеря тепла всеми элементами котельной установки в окружающую среду, в ккал/кг.

В уравнении 4.10:

$$Q_{общ} = Q_{тл}^{х} + Q_{тл}^{ф} + Q_{воз.} + Q_{пар} \qquad (4.11)$$

где $Q_{тл}^{х}$ – химическое тепло газомазутного топлива, равное низкой теплотворной способности топлива (Q_H^P), в ккал/кг;

$Q_{пар}$ – тепло, внесенное в топку с форсуночным паром, в ккал/кг;

$Q_{воз.}$ – количество тепла, введенное воздухом в топку котла, в ккал/кг;

$Q_{тл}^{ф}$ – физическое тепло топлива, введенного в топку, в ккал/кг.

Количество тепла, внесенное с воздухом в топку, может быть определено по формуле:

$$Q_{воз.} = \alpha_{ф} \cdot L_T \cdot C_{воз.} \cdot t_{воз.} \qquad (4.12)$$

где $Q_{воз}$ – в ккал/кг;

L_T – теоретическое (минимальное) количество воздуха, поступающее в топку, $нм^3/кг$;

$C_{воз}$ – теплоемкость воздуха, в ^{0} С;

$t_{воз}$ – температура воздуха, в ^{0} С.

В уравнении 4.12 $t_{воз}$ соответствует температуре воздуха в котельной или же температуре на выходе из воздухоподогревателя, если он существует (действует).

Физическое тепло, внесенное топливом в топку, определяется по формуле:

$$Q_{тл}^{ф} = C_{тл} \cdot t_{тл} \qquad (4.13)$$

где $C_{тл}$ – средняя весовая теплоемкость топлива, в ккал/кг ^{0} С;

$t_{тл}$ – температура топлива, в ^{0} С.

Для мазута $C_{тл}$ = 0,5 ккал/кг ^{0}С, для газового топлива $C_{тл}$= 0,25 ккал/кг ^{0}С.

Тепло, внесенное форсуночным паром, определяется по формуле:

$$Q_{пар} = V_{пар} \cdot (i - 600) \qquad (4.14)$$

где $V_{пар}$ – расход пара на паровое дутье, кг/1 кг топлива (при сжигании мазута $V_{пар}$= 0,2÷0,4 кг/кг, при эжектировании $V_{пар}$= 0,7÷0,8 кг/кг);

i – теплосодержание расходуемого пара, в кг/кг;

600 – скрытая теплота парообразования при 0^0 С, в ккал/кг.

С учетом вышеизложенного:

$$Q_{общ} = Q_H^P + \alpha_ф \cdot L_T \cdot C_{воз.} \cdot t_{воз} + C_{тл} \cdot t_{тл} + V_п \cdot (i - 600) \quad (4.15)$$

Если учитывать только теплоту сгорания топлива:

$$Q_{общ} = Q_H^P \quad (4.16)$$

Если учесть только химическую и физическую теплоту сгорания топлива, то:

$$Q_{общ} = Q_H^P + C_{тл} \cdot t_{тл} \quad (4.16\ а)$$

Если учесть только химическую теплоту сгорания топлива и физическую теплоту подаваемого в топку воздуха, то:

$$Q_{общ} = Q_H^P + \alpha_ф \cdot L_T \cdot C_{воз} \cdot t_{воз} \quad (4.16\ в)$$

Если учесть только химическую теплоту сгорания топлива и форсуночную теплоту, внесенную в топку паром, то:

$$Q_{общ} = Q_H^P + V_{пар} \cdot (i - 600) \quad (4.16\ с)$$

Таким образом, в зависимости от конкретных условий с помощью уравнений 4.16 – 4.16(с) можно определить количество введенного в топку общего количества теплоты.

4.5. Тепло, полезно используемое котельной установкой

Общее тепло, полезно используемое котельной установкой, состоит из суммы теплот, используемой ее отдельными узлами, а именно: тепло, используемое котлом, экономайзером и пароперегревателем:

$$Q_1 = Q_1^K + Q_1^Э + Q_1^{пер} \qquad (4.17)$$

где Q_1 – тепло, полезно используемое котельной установкой в процессе получения пара или же горячей воды, в ккал/кг;

Q_1^K , $Q_1^Э$, $Q_1^{пер}$ – соответственно, тепло, полезно используемое котлом, экономайзером, пароперегревателем, в ккал/кг.

Уравнение 4.17 может быть выражено также и %-ах. Тогда оно может быть выражено, как:

$$q_1 = q_1^K + q_1^Э + q_1^{пер} \qquad (4.17\ а)$$

где q_1 – общее количество тепла, полезно используемое котельной установкой, в %;

q_1^K – тоже для котла, в %;

$q_1^Э$ – тоже для экономайзера;

$q_1^{пер}$ – тоже для пароперегревателя, в %.

4.6. Тепло, полезно используемое котлом

Тепло, полезно используемое котлом, может быть определено по формуле:

$$Q_1^K = \frac{D}{B} \cdot \Delta i \qquad (4.18)$$

где Q_1^K – тепло, полезно используемое котлом, в ккал/кг;
B – расход топлива, в кг/час;
D – расход пара (воды), производимых в котлоагрегате, в ккал/кг;
Δi – изменение энтальпии теплоносителя (сообщенной теплоносителю энтальпии), в ккал/кг.

Для водогрейных котлов:

$$\Delta i = t_k^{''} - t_k^{'} \qquad (4.19)$$

где $t_k^{''}$ – температура воды, выходящей из котельной установки, в ^{0}C ;
$t_k^{'}$ – температура воды, входящей в установку, в ^{0}C.

Тогда, для водогрейных котлов можно написать:

$$Q_1^k = \frac{D}{B} \cdot \left(t_k^{''} - t_k^{'}\right) \qquad (4.20)$$

В паровых котлах, когда вода испаряется, происходит осаждение соли и накипообразование. Чтобы предотвратить это явление в определенной степени, часть воды из котла продувается ($D_{пр}$), а взамен усиливают питание котла свежей водой.

С учетом этого явления тепло, полезно используемое котлом, может быть определено по формуле:

$$Q_1^K = \frac{D}{B} \cdot \left[\left(i^{'} - t_э^{''} + rx\right) + \frac{D_{пр}}{D}\left(i_{пр}^{'} - t^{''}\right)\right] \qquad (4.21)$$

где $i^{'}$ – энтальпия 1 кг воды, нагретой от 0^0 С до температуры, соответствующей кипению при заданном абсолютном давлении, в ккал/кг;

r – скрытая теплота парообразования, в ккал/кг;.

x – паросодержание (весовое количество пара в 1 кг смеси пара и воды);

$t_{э}^{''}$ – температура подогрева питательной воды экономайзера, ^{0}С;

$i_{пр}^{'}$ – энтальпия в непрерывную продувку воды, в ккал/кг;

$D_{пр}$ – количество продувочной воды, в % от D;

Q_1^K – тепло, полезно используемое котлом, в ккал/кг.

Q_1^K может быть выражено и в %, считая на 1 кг сжигаемого топлива, по формуле:

$$q_1^K = \frac{Q_1^K}{Q_H^P} \cdot 100 \qquad (4.21\ а)$$

где q_1^K – полезно используемое котлом тепло, в %;

Q_H^P – низшая теплотворная способность топлива, в ккал/кг.

В принципе, отношение $\frac{Q_1^K}{Q_H^P} = \eta$, означает коэффициент полезного действия котла.

4.7. Тепло, полезно используемое экономайзером

Основное назначение водяных экономайзеров – это охлаждение (использование тепла) температуры отходящих газов. Они изготавливаются из труб 28-32 мм. Работают с принудительной подачей жидкости. Имеются различные конструкции экономайзеров, например, экономайзеры «кипящего» и «некипящего» типов, питательные и теплофикационные экономайзеры. В экономайзерах «кипящих» конструкций можно допустить парообразование до 20-25%. Они соединяются с барабаном без каких-либо устройств. Экономайзеры «некипящего» типа проектируются таким образом, чтобы температура воды после была минимум на 40 ^{0} ниже температуры насыщения. Питательные экономайзеры рассчитываются только на пропуск воды, идущей на питание котла, а теплофикационные – для передачи воды в систему отопления. Питательные экономайзеры в основном применяются в производственно-отопительных котельных, а теплофикационные – в чисто отопительных котельных.

Скорость движения воды в экономайзерах принимают не менее 0,3 м /сек, что обеспечивает удаление пузырьков растворимых в воде газов.

Скорость обмывания экономайзеров продуктами сгорания принимают не менее 5 м /сек, чтобы они не засорялись продуктами сгорания, которые могут отложиться на стенках труб.

Энтальпия воды, проходящей через экономайзер, может быть определена по формуле:

$$\Delta i = t_{э}^{II} - t_{э}^{I} \qquad (4.22)$$

где $t_э^{II}$, $t_э^{I}$ – соответственно температура на выходе и на входе в экономайзер, ^{0}С;

Δi – энтальпия воды, проходящей через экономайзер, в ккал/кг.

Тепло, сообщенное воде в водяном экономайзере, с учетом (4.22) может быть определено по формуле:

$$Q_1^Э = \frac{D}{B} \cdot \left(t_Э^{II} - t_Э^{I}\right) \qquad (4.23)$$

где $Q_1^Э$ – в ккал/кг;
D – расход воды через экономайзер, кг/час;
B – расход топлива, в кг/час.

С учетом продувочной воды тепло, полезно используемое экономайзером, может быть определено по формуле:

$$Q_1^Э = \frac{D}{B} \cdot \left[\left(t_э^{''} - t_э^{'}\right) + \frac{D^{пр}}{D} \cdot \left(t_э^{''} - t_э^{'}\right)\right] \qquad (4.24)$$

где $D^{пр}$ – расход продувочной воды, в кг/час;
$Q_1^Э$ – в ккал/кг.

Уравнение 4.23 и 4.24 считая на 1 кг сжигаемого топлива могут быть выражены и в %, как :

$$q_1^э = \frac{Q_1^Э}{Q_H^P} \cdot 100 \qquad (4.25)$$

где $q_1^э$ – тепло, полезно используемое экономайзером, выраженное в %,
Q_H^P – низшая теплотворная способность топлива, в ккал/кг.

Как было отмечено выше, выражение $\frac{Q_1^Э}{Q_H^P}$ в принципе соответствует коэффициенту полезного действия экономайзера.

На рис. 4.11 представлен график, позволяющий определить количество сэкономленного топлива в зависимости от степени

его подогрева. Как видно из графика, подогрев воды на 60^0 С позволит сэкономить примерно 11 % топлива.

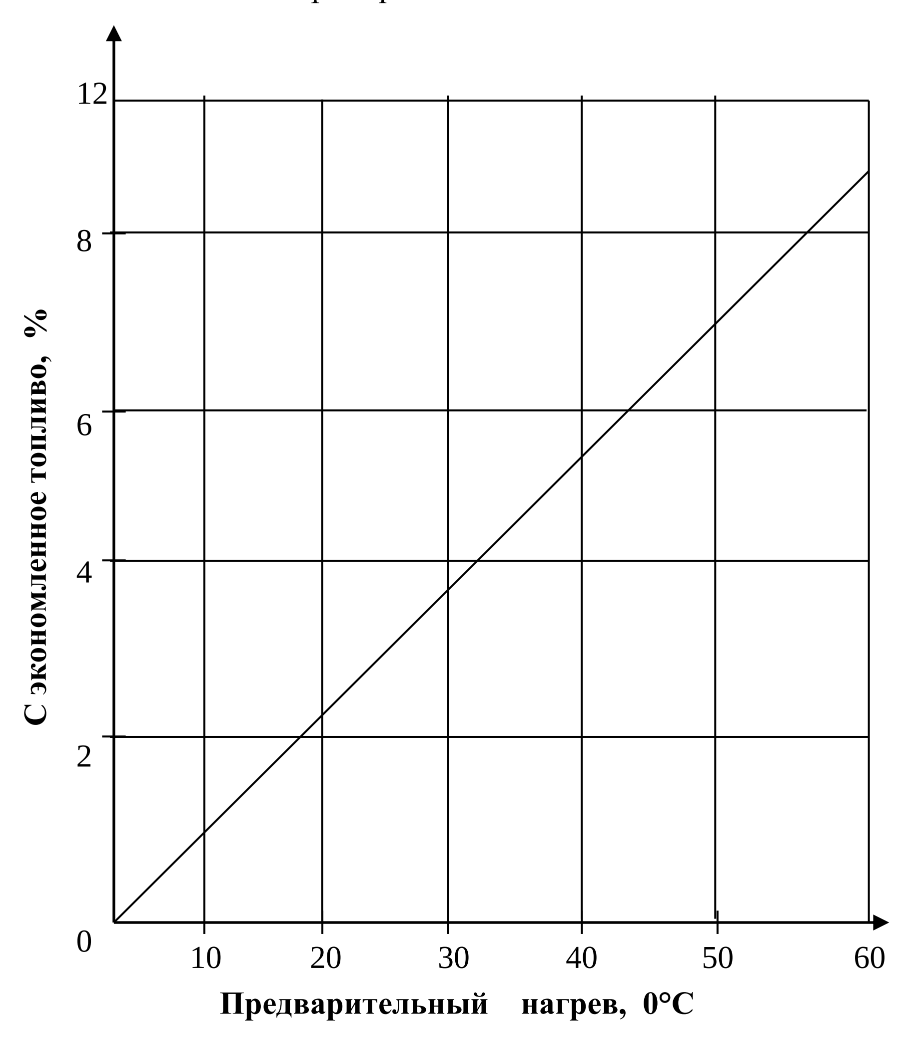


Рис. 4.11 Зависимость количества с экономленного топлива от степени предварительного нагрева воды.

4.8. Тепло, полезно используемое пароперегревателем

Пароперегреватель является одним из важных звеньев котельной установки. Наиболее высокая температура в системе котельной установки бывает в нем. Поэтому требуются поверхности нагрева в нем (т.е. диаметр труб) максимально уменьшить. Его, как правило, устанавливают в максимальной близости к топочному устройству, за первым газоходом, где продукты горения имеют наивысшую температуру.

Конструкция пароперегревателя состоит из ряда параллельно включенных труб, обычно диаметром 38х3 или 32х3 мм. В котлах, где требуется получить очень высокий перегрев пара (>550 ^{0}С), часть поверхности пароперегревателя приходится размещать непосредственно в топке (радиационные пароперегреватели).

Допускается как вертикальное, так и горизонтальное расположение змеевиков пароперегревателя. Скорость пара в пароперегревателях принимают в пределах 10-25 м/сек.

В пароперегревателях кроме нагрева пара происходит также и некоторое испарение воды, уносимой с насыщенным паром из барабана котла. Это явление нежелательно, т.к. вызывает накипообразование в змеевиках. Как правило, для предотвращения этого явления осуществляется частичная продувка воды (см. рис. 4.12).

Энтальпия пара, проходящего через пароперегреватель, может быть определена по формуле:

$$\Delta i = r(1 - x) + \left(i_{пер} - i^{II}\right) \qquad (4.26)$$

где $i_{пер}$ – энтальпия перегретого пара на выходе из перегревателя, ккал/кг (см. табл. 4.7);

$\left(i^{''}\right)$ – температура (энтальпия) сухого насыщенного пара на входе в перегреватель, ккал/кг (см. табл. 4.6);

r – скрытая теплота парообразования, ккал/кг;

x – паросодержание в перегревателе (весовое количество пара в 1кг смеси пара и воды)

Потери топлива при продувке

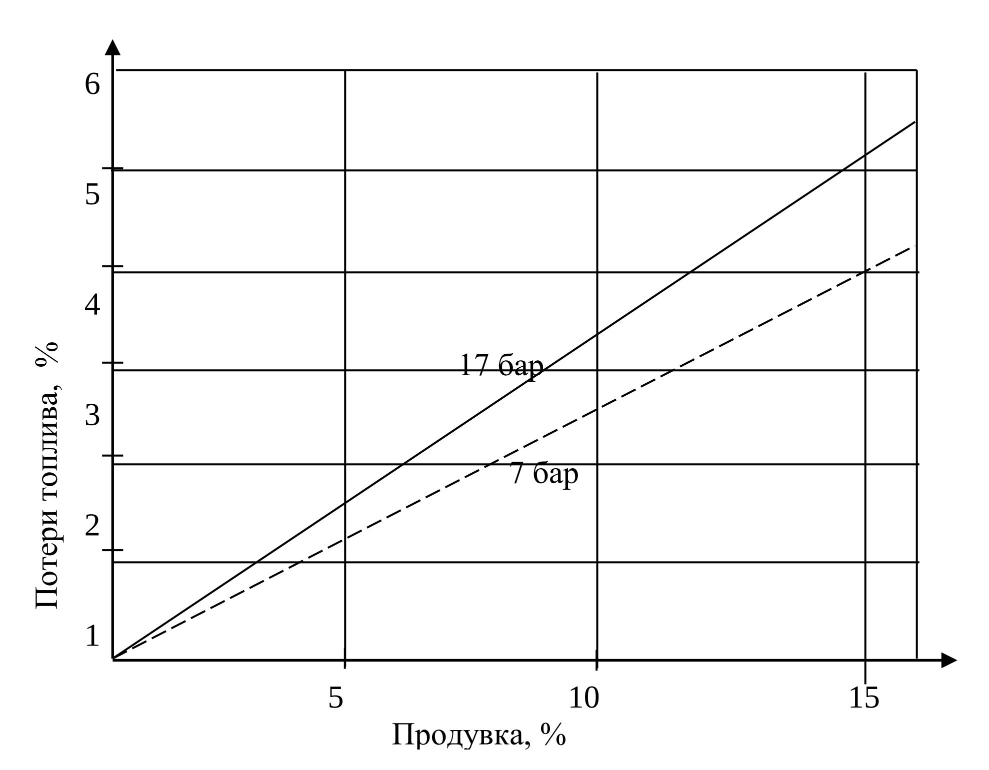


Рис. 4.12. Зависимость потери топлива от степени продувки при различных давлениях.

Таблица 4.6

Свойства водяного пара (по М.П. Вакуловичу)

Абсолютное давление p, в кгс/см^2	Темпера-тура насыще-ния t_H, в ^0C	Энталь-пия жидкости $i^{/}$ в ккал/кг	Скрытая теплота испарения r, в ккал/кг	Энтальпия насыщенного пара $i^{/}+r=i^{//}$, в ккал/кг
0,02	17,2	17,3	587,6	604,9
0,04	28,6	28,7	581,1	609,8
0,06	35,8	35,8	576,8	612,6
0,08	41,2	41,2	574	615,2
0,1	45,5	45,5	571,6	617
0,12	49,1	49,1	569,5	618,6
0,15	53,6	53,6	566,9	620,5
0,2	59,7	59,7	563,4	623,1
0,25	64,6	64,6	560	625
0,3	68,7	68,7	558,1	626,8
0,5	80,9	80,9	550,7	631,6
0,7	89,5	89,5	545,6	635,1
1	99,1	99,2	539,6	638,8
1,2	104,3	104,4	536,6	640,7
1,4	108,7	108,9	533,4	642,3
1,6	112,7	113	530,8	643,8
1,8	116,3	116,6	528,5	645,1
2	119,6	119,9	526,4	646,3
2,5	126,8	127,2	521,5	648,7
3	132,9	133,4	517,3	650,7
3,5	138,2	138,9	513,5	652,4
4	142,9	143,7	510,2	653,9
4,5	147,2	148,1	507,1	655,2
5	151,1	152,1	504,2	656,3
6	158,1	159,3	498,9	658,3
7	164,2	165,7	494,2	659,9
8	169,6	171,4	489	661,2
9	174,5	176,5	485,8	662,3
10	179	181,3	482,1	663,3
12	187,1	189,8	475,1	664,9
14	194,1	197,3	468,9	666,2

Таблица 4.7

Энтальпия перегретого пара $i_{пер}$ ккал/кг (по М. П. Вукаловичу)

Абсолютное давление р в кгс/см^2	$t_{пер}$ в ^{0}C				
	200	**260**	**300**	**360**	**400**
1	686,6	714,9	734	762,9	782,6
2	685,4	714,9	733,4	762,8	782,6
3	684,2	713,2	732,7	762,3	782,2
4	683	712,4	732,1	761,8	781,8
5	681,7	711,5	731,4	761,4	781,5
6	680,6	710,7	730,7	760,9	781,1
7	679,4	709,9	730,1	760,3	780,6
8	678,2	709,2	729,4	760	780,3
9	676,8	708,4	728,7	759,4	779,9
10	675,4	707,6	728	758,9	779,5
11	674,1	706,8	727,3	758,3	779,1
12	672,9	705,9	726,7	757,9	778,7
13	671,5	705,1	726	757,4	778,2
14	670	704,2	725,1	756,9	777,9

Тогда, в конечном итоге, тепло, сообщенное в пароперегреватель, может быть определено по формуле:

$$Q_1^{пер} = \frac{D}{B}\left[r(1-x)+\left(i_{пер} - i^{"}\right)\right] \qquad (4.27)$$

где D – количество пара, проходящего через перегреватель, кг/час;

$Q_1^{пер}$ – в ккал/ кг;

B – расход топлива, кг/час.

Тепло, полезно используемое пароперегревателем, считая на 1 кг сжигаемого топлива, в % , может быть выражено, как:

$$q_1^{пер} = \frac{Q_1^{пер}}{Q_H^P} \cdot 100 \qquad (4.27 а)$$

где $q_1^{пер}$ – в %;

Q_H^P – в ккал/кг.

Отношение $\frac{Q_1^{пер}}{Q_H^P}$, как было отмечено выше в других случаях, здесь также соответствует коэффициенту полезного действия пароперегревателя.

4.9. Тепло, полезно используемое воздухоподогревателем

Воздухоподогреватель является одним из элементов так называемых хвостовых поверхностей котлоагрегата.

Если водяной экономайзер, отнимая тепло от уходящих газов, передает его непосредственно теплоносителю, то воздухоподогреватель, отнимая тепло от уходящих газов, направляет горячий воздух в топку котла, в результате чего улучшаются условия горения, увеличивается температура горения, передача тепла радиацией и т.д.

При установке воздухоподогревателей, как правило, требуются искусственная тяга и дутье.

Скорость обмывания воздухоподогревателя составляет 12-16 м/сек, а скорость воздуха в воздухоподогревателе около 3-7 м/сек. При этом обеспечивается коэффициент теплопередачи 15-18 ккал/м^2 час град.

Для воздухоподогревателей чаще всего применяют трубы диаметром 40х1,5 мм.

Тепло, переданное воздуху от продуктов сгорания, можно определить по формуле:

$$Q_{в.п} = \alpha_ф \cdot V_{воз} \cdot C_{воз} \cdot \left(t_{воз.гр} - t_{воз.кот}\right) \qquad (4.28)$$

где $t_{воз.гр}$ – температура подогретого воздуха, ^{0} С;
$t_{воз.кот}$ – температура воздуха в котельной, ^{0} С.

На рис. 4.13 приведен график, позволяющий определить количество сэкономленного топлива в зависимости от степени подогрева воздуха. Как видно из графика, подогрев воздуха, подаваемый в топку на 65^0 С, позволит сэкономить до 3 % топлива.

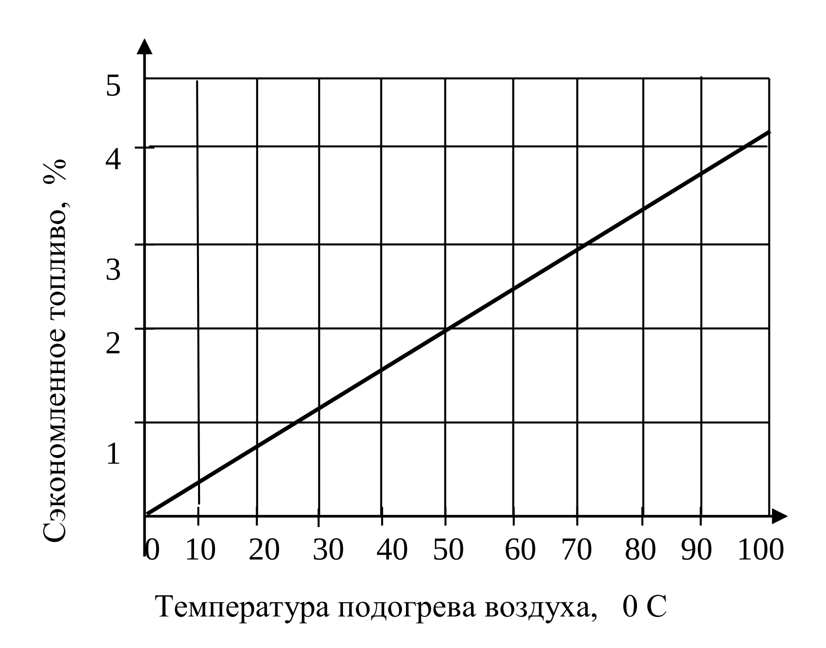


Рис. 4.13 Зависимость количества с экономленного топлива от степени подогрева воздуха

Как результат вышеизложенного, с учетом непрерывной продувки воды, для определения количества тепла, полезно используемого котельной установкой, воспользовавшись уравнениями 4.17, 4.21, 4.24, и 4.27 можно написать:

$$Q_1 = \frac{D}{B} \cdot \left\{ \left(t_Э^{"} - t_Э^{'} \right) + \left(i^{'} - t_Э^{"} + rx \right) + \left[r \cdot (1-x) + \left(i_{пр} - t^{"} \right) \right] + \frac{D_{пр}}{D} \left(i_{пр}^{'} - t_Э^{'} \right) \right\} \quad (4.29)$$

В уравнении 4.29 Q_1 выражена в ккал/кг. В %-ом отношении, считая на 1 кг сжигаемого топлива, это уравнение выражется уравнением 4.17а, т.е. как:

$$q_1 = q_1^K + q_1^Э + q_1^{пер}$$

где q_1^K – определяется по уравнению 4.21а,

$q_1^Э$ – по уравнению 4.25,

$q_1^Э$ $q_1^{пер}$ – по уравнению 4.27а.

4.10. Тепло, уходящее с дымовыми газами

Тепло, уходящее с дымовыми газами определяется по формуле:

$$Q_2^{д.г.} = V_{вл.}^{д.г.} \cdot C_p^{д.г.} \cdot t^{д.г.} \quad (4.30)$$

где $Q_2^{д.г.}$ – в ккал/кг;

$V_{вл.}^{д.г.}$ – объем влажного дымового газа, нм^3/ кг;

$C_p^{д.г.}$ – теплоемкость дымового газа, ккал/м^3;

$t^{д.г.}$ – температура дымового газа, ^{0} С.

Объем влажного дымового газа может быть определен по формуле:

$$V_{в.л}^{д.г.} = \frac{1{,}87 \cdot K^P}{RO_2 + CO} + \frac{9H^P + W^P + 0{,}1 \cdot \alpha_ф \cdot d \cdot L_T + 100W_ф}{80{,}5} \quad (4.31)$$

где $V_{вл.}^{д.г.}$ – в м^3/ кг;

K^P – определяется по формуле (2.28);
H^P – по формле (2.6); L_T- по формуле (2.27);
$\alpha_ф$ – по формуле (2.31);
W^P – влагосодержание топлива, в %;
d – влажность воздуха, гр/кг (d ≈10 гр/кг);
RO_2 и CO – определяется по данным анализа;
$W_ф$ – расход пара, кг /1 кг топлива.

Для распыления 1 кг мазута расход пара составляет $W_ф = 0{,}2 – 0{,}4$ кг пара.

Подставив формулы 4.31 в формулы 4.30 для определения количества тепла, уходящими с дымовыми газами окончательно получим:

$$Q_2^{д.г.} = \left(\frac{1{,}87 \cdot K^P}{RO_2 + CO} + \frac{9 \cdot H^P + W^P + 0{,}1 \cdot \alpha_ф \cdot d \cdot L_0 + 100 \cdot W_ф}{80{,}5} \right) \cdot C_P^{д.г.} \cdot t^{д.г} \quad (4.32)$$

В случае, если в качестве топлива используется только природный газ, а воздух подаётся в топку с помощью эжекции пара, т. е. $W_ф$= 0, то формула 4.32 примет окончательный вид:

$$Q_2^{д.г.} = \left(\frac{1{,}87 \cdot K^P}{RO_2 + CO} + \frac{9H^P + W^P + 0{,}1 \cdot \alpha_ф d \cdot L_T}{80{,}5} \right) \cdot C_P^{д.г.} \cdot t^{д.г} \quad (4.33)$$

Если уравнение 4.32 и 4.33 выразить в %-ах, считая на 1 кг сожженного топлива, то можно написать:

$$q_2^{д.г} = \frac{Q_2^{д.г.}}{Q_H^P} \cdot 100 \quad (4.33\ а)$$

Температуру дымового газа следует поддерживать на минимальном уровне, чтобы повысить производительность котлоагрегата.

Минимальный уровень температуры дымового газа должны быть выше его температуры точки расы. Для мазута она должна быть 180^0 С, для газа - ниже 120^0 С.

Есть 2 главные причины высокой температуры дымового газа:

- Недостаточная площадь теплообменника;
- Загрязнение поверхности теплообменника;

Поэтому для энергосбережения очень важное значение имеет и оптимизация графика очистки котлов.

4.11. Тепло, унесенное с несгоревшими компонентами

Тепло, унесенное несгоревшими компонентами, другими словами, потеря тепла от химической неполноты сгорания, может быть определено по формуле:

$$Q_3^{CO} = 56{,}7 \cdot \frac{K^P \cdot CO}{RO_2 + CO} \qquad (4.34)$$

где Q_3^{CO} – в ккал/кг ;

$К^Р$ – определяется по формуле (2.28), а RO_2 и CO по данным анализа.

Если уравнение 4.34 выразить в %-ах, считая на 1 кг сожженного топлива, то:

$$q_3^{CO} = \frac{Q_3^{CO}}{Q_H^P} \cdot 100 \qquad (4.34\ а)$$

где q_3^{CO} – определяется в %.

4.12. Тепло, потерянное в окружающую среду

Потеря энергии в окружающую среду со всеми элементами котлоагрегата происходит путем конвекции и излучения. Она обычно составляет 1-3 %, но может составить и 10 %, если котлоагрегат не изолирован как следует или же изоляция повреждена.

Тепло, переданное конструкцией котельной установки (через стенки, двери топки и т.д.) в окружающую среду, может быть определено на основе уравнения 4.10, как:

$$Q_4^{ок.ср} = Q_{общ} - \left(Q_1 + Q_2^{д.г.} + Q_3^{CO}\right) \qquad (4.35)$$

где $Q_4^{ок.ср}$ – в ккал/кг;

Q_1 – общее количество полезно используемого тепла котлом, экономайзером и пароперегревателем, ккал/кг;

$Q_{общ}$ – общее количество подаваемого в топку тепла, ккал/кг;

$\left(Q_2^{д.г.}\right)$ – количество тепла, унесенное с дымовым газом;

$\left(Q_3^{CO.}\right)$ – количество тепла, унесенное с несгоревшими компонентами, ккал/кг.

Если уравнение 4.35 выразить в %-ах, считая на 1 кг сжигаемого топлива, то можно написать:

$$q_4^{окр.ср} = \frac{Q_4^{окр.ср}}{Q_H^P} \cdot 100 \qquad (4.35\ а)$$

На рис. 4.14 представлен график, позволяющий определить нормативные потери тепла котла в окружающую среду в зависимости от повышения температуры Δt, ограждающей поверхности котлов сверх нормативной.

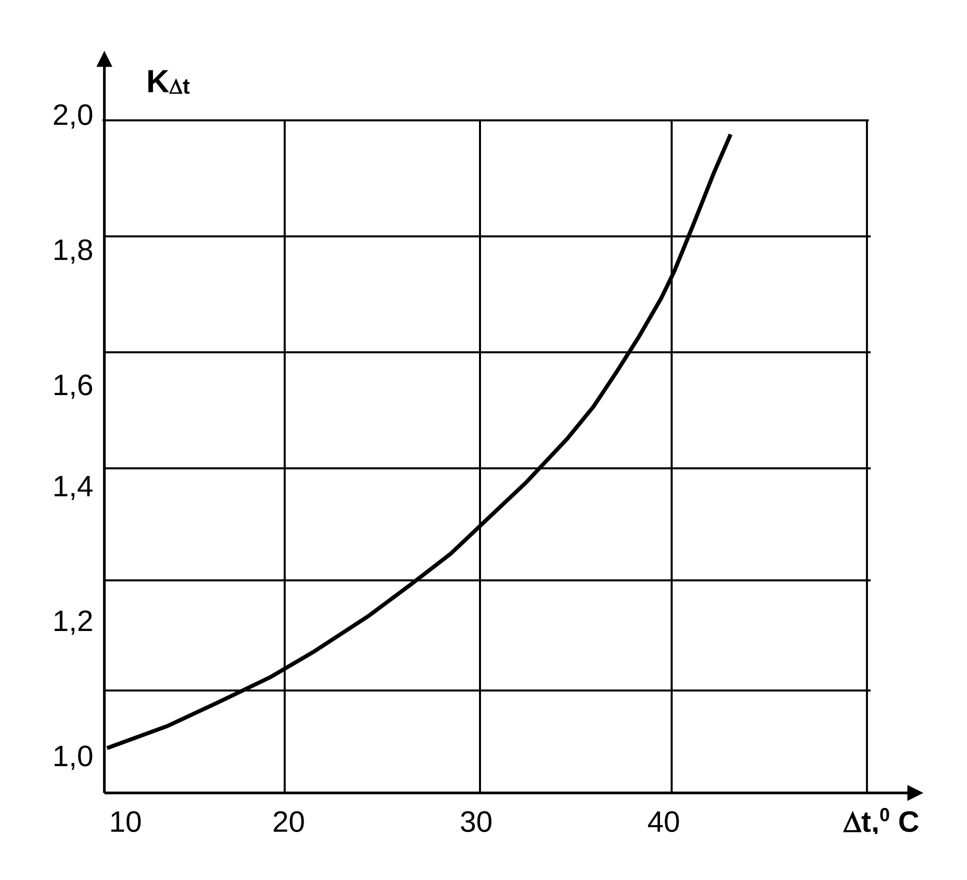


Рис. 4.14. Поправочный коэффициент $K_{\Delta t}$ для нормативного значения потери теплоты котлами в окружающую среду q_5 в зависимости от повышения температуры Δt ограждающей поверхности котлов сверх нормативной.

4.13. Коэффициент полезного действия котельной установки

Коэффициент полезного действия котельной установки (КПД) определяют для двух случаев: 1) с учетом собственных нужд установки, т.е с учетом расхода тепловой и электрической энергии на дутьевые вентиляторы, дымососы, питательные

насосы и тому подобное; 2) без учета этих внутренних расходов. В первом случае КПД называется нетто, а во втором – брутто.

КПД брутто определяется по формуле:

$$\eta_{бр.к.у} = \frac{D \cdot \Delta i}{Q_H^P \cdot B} = \frac{Q_1}{Q_H^P} \qquad (4.37)$$

где $\eta_{бр.к.у}$ – КПД брутто котельной установки;

Q_1 – количество тепла, полезно используемое котельной установкой (см. уравнение 4.29), ккал/кг;

D – расход теплоносителей, кг/ час;

B – расход теплоносителей, кг/час;

Δ i – изменение энтальпии теплоносителей, ккал/кг;

Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг.

А КПД нетто определяется по формуле:

$$\eta_{н.к.у.} = \frac{D \cdot \Delta i - Q_{сн}}{Q_H^P \cdot B} = \frac{Q_1 - Q_{CH}}{Q_H^P} \qquad (4.38)$$

$\eta_{н.к.у.}$ – КПД нетто котельной установки;

Q_{CH} – количество тепла затраченное на собственные нужды (вентиляторы, насосы и т.д.) установки, ккал/час.

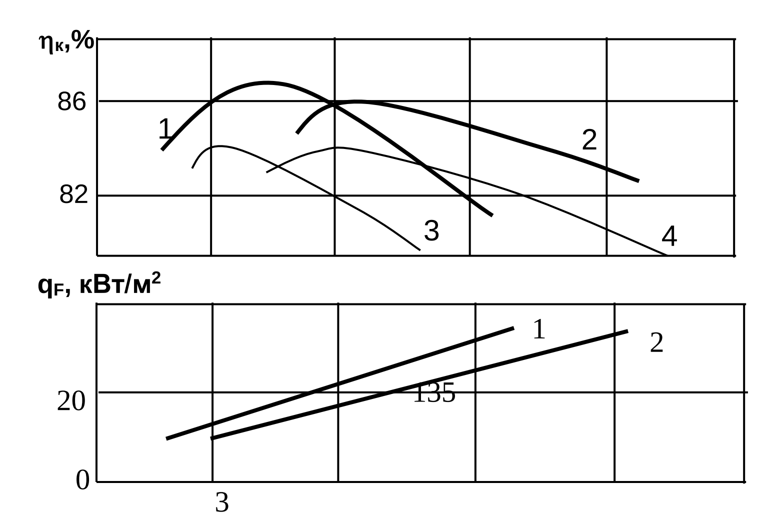
Причем, если затрачивается электроэнергия, то ее переводят в расходуемую эквивалентную тепловую энергию с учетом КПД электростанции. Для этого подсчитывают Σ N квт/ч на

собственные нужды, их умножают на удельный расход тепла на 1 квт/ч вырабатываемой электроэнергии.

Определив коэффициент полезного действия котельной установки в целом, необходимо его сравнить с паспортным значением. В случае, если определенное опытным путем значение коэффициента полезного действия будет ниже паспортного значения котлоагрегата, то следует искать причины этого несоответствия. Для этого все элементы установки (котел, экономайзер, пароперегреватель и др. источники потерь тепла) должны подвергаться испытаниям. Таким путем можно определить где, в каком узле установки происходят излишние потери тепла и как можно их устранить.

На рис.4.15 представлен график изменения КПД для различных котлов в зависимости от различных факторов.

Максимальный КПД котельной установки можно достичь, если рассмотреть систему, как «котлоагрегат – система транспорта (распределение) - потребитель». Каждая из этих составляющих КПД котельной установки играет решающую роль при достижении ее максимального значения. Например, регулирование передачи и распределение тепла в трубопроводах позволяют сэкономить до 40 % энергии.



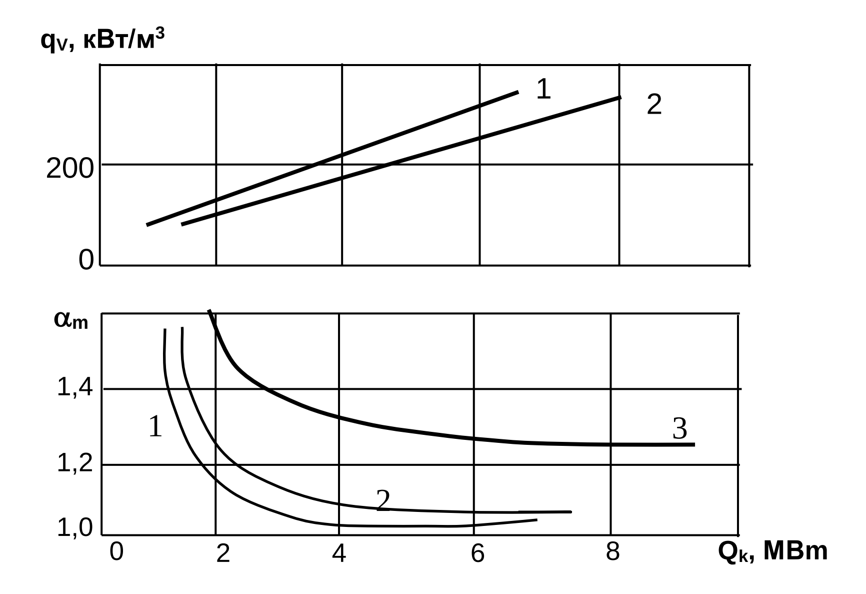


Рис.4.15. Изменение КПД (брутто) $\eta_к$, удельного теплосъема q_F, теплонапряжения топки q_V и коэффициента избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_т$ для котлов ДКВР - 6,5 – 13 (1 и 3) и ДКВР – 10 – 13 (2 и 4) в зависимости от их тепловой мощности при сжигании газа (1 и 2) и мазута (3 и 4) горелками ГМГм

Для выполнения этой работы существуют различные ультразвуковые расходомеры и теплосчетчики, позволяющие проводить необходимые измерения и регулирование передачи и распределения тепла без вскрытия трубопроводов. Кроме того, в настоящее время существуют тепловизоры, позволяющие использовать их для обследования теплоизоляции котлов и других установок, использующихся в теплоэнергетических системах. Эти приборы могут быть использованы также и для определения мест утечек теплоносителей из сетевых

трубопроводов. Все это позволит достичь максимального КПД котельной установки.

Достижение нагрузки котлоагрегата от 70 до 90 % от ее проектной мощности свидетельствует о высоком уровне ее работы (производительности). Наиболее важными факторами, влияющими на производительность котлоагрегата являются коэффициент избытка воздуха ($\alpha_ф$), температура дымовых газов ($t^{д.г.}$), температура поступающей воды, температура горения, продувка, скорость горения, варианты загрузки и т.д.

Влияние ($\alpha_ф$), ($t^{д.г.}$) и т.д. на производительность котлоагрегата рассматривались в предыдущих разделах. Когда котлоагрегаты часто отключают в отсутствии нагрузки, теряется значительное количество энергии, т.к. холодный воздух протягивается в агрегат. Имеет место также и потеря излучения тепла. Чтобы исключить эти нежелательные случаи, надо:

- рационализировать нагрузку котлоагрегата;
- рационализировать график сжигания;
- усовершенствовать контрольную систему сжигания;
- установить заслонку для отсечении дымового газа при отключении, с целью устранения циркуляции холодного воздуха, когда котлоагрегаты часто отключают в отсутствии нагрузки, теряется значительное количество энергии, т.к. холодный воздух протягивается через агрегат. Имеется место также и потеря излучения тепла. Поэтому существуют несколько способов избавиться от этих потерь:
  - рационализировать нагрузку,
  - рационализировать сжигание,
  - усовершенствовать контрольную систему сжигания,
  - установить заслонку на отсечении дымовоо газа при отключении с целью устранения циркуляции холодного воздуха.

- установить ряд небольших агрегатов вместо одного крупного (после тщательного анализа нагрузки и расходов).

Производительность котлоагрегата можно увеличить также, если:

- предварительно нагревать поступающую в экономайзер воду (повышение температуры поступающей воды на 6^0 С на 1% уменьшает расход топлива);
- обеспечить возврат конденсата в систему, т.к. он уже очищен и нагрет;
- нагревать воздух за счет дымового газа (повышение температуры воздуха на 50 ^{0}С, на 2 % увеличивает производительность);
- свести до минимума количество продувок воды, которые предотвращают солеотложение в котле и т.д.

Максимальное содержание частиц бывает на поверхности воды. Солесодержание котельной воды оценивается по ее жесткости. 1^0 жесткости воды соответствует 10 мг CaO на 1 л воды. Вода считается нейтральной при PH=7, кислотной при PH< 7 и щелочного характера, если ее PH > 7 .

В таблице 4.8 представлены данные, характеризирующие количество взвешенных частиц и щелочность воды в котельных установках.

Таблица 4.8

Содержание взвешенных частиц и щелочность воды в котельных установках.

Давление пара, бар	Общее количество примесей, ppm	Общая щелочность, ppm	Допустимое количество частиц, ppm
0-20	3500	700	300

21-30	3000	600	250
31-40	2500	500	150
41-50	2000	400	100
51-60	1500	300	60
61-67	1250	250	40
68-100	1000	200	20
101-103	750	150	10
134 и выше	500	100	54

Таким образом, снижение расхода и рационализация его использования у потребителя, возврат конденсата в систему и повышение использования КПД котельной установки играют важную роль в деле энергосбережения.

В формах I, II и III (табл. 4.9, 4.10, 4.11) представлен порядок и пример расчета степени энергосбережения во всех этих трех случаях.

Эти формы представляют собой простые удобные формы для расчета энергосбережения во всех этих трех случаях.

- **Форма I** позволяет рассчитать ежегодную экономию энергоресурсов в случае использования топлива при существующей ситуации в котлоагрегате. В колонке «Существующее положение» в этой форме приводятся данные, отражающие реальную ситуацию на котельной, которые были выявлены на рабочих местах. Данные, представленные в колонке «Предлагаемое положение» демонстрируют возможности котлоагрегата, которые можно было бы достичь путем улучшения состояния котельной установки и используемых в ее работе процедур.

Таблица 4.9

Форма 1. Оценка эффективности котла (Типовая)
Эффективность паровой системы.

Этап №	Пошаговая инструкция	Суще-ствующее положе-ние (А)	Пред-лагае-мое поло-жение (В)
1.	Потери тепла в дымоходах (%)		
2.	Структурные потери тепла (%)		
3.	Потери тепла при выпуске пара (%)		
4.	Производительность котла (%) [100-(1+2+3)]		
5.	Производительность паровых магистралей (%)		
6.	Энтальпия пара (ккал/кг)		
7.	Энтальпия конденсата (ккал/кг)		
8.	Потери конденсата (%)		
9.	Энергия пара, доступная пользователям (%)		
10.	Производительность технологического оборудования (%)		
11.	Общая производительность системы (%) [4/100*5/100*/10/100]*100		
12.	Экономия топлива (%) (11B – 11A)		
13.	Ежегодный расход топлива (тонн/год)		
14.	Ежегодная экономия топлива (тонн/год)		
15.	Цена единицы топлива (манат/кг)		
16.	Экономия затрат на топливо (манат/год) [14*15]		

Таблица 4.10

Форма 2. Оценка эффективности котла (Типовая)
Снижение расхода пара.

Этап №	**Пошаговая инструкция**	**Предлагаемое положение**

1.	Энтальпия пара (ккал/кг)	
2.	Энтальпия подаваемой воды (ккал/кг)	
3.	Необходимое тепло (ккал/кг) [1-2]	
4.	Производительность котла (%)	
5.	Тепло, получаемое от топлива [3*/4]	
6.	Теплотворная способность топлива (ккал/кг)	
7.	Производство пара на единицу топлива (кг пара/кг тоилива)	
8.	Стоимость топлива (манат/тонн)	
9.	Затраты на производство пара(манат/кг пара)	
10.	Ожидаемое снижение расхода пара (кг/час)	
11.	Число рабочих часов в год по всем котлам	
12.	Ежегодная экономия пара (тонн/год) [10*11]	
13.	Ежегодная экономия топлива (тонн/год) [12/7]	
14.	Ежегодная экономия в денежном выражении (манат/год) [12*9]	

Новые возможности котлоагрегата, предусмотренные в форме I могут быть выявлены на основе следующих факторов:

- уточнение (регулирование) коэффициента избытка воздуха;
- улучшение состояния (восстановление) тепловой изоляции паропроводов внутри станции и соответствующих паровых магистралей;
- регулирование распыления пара в форсунках при их работе;
- оптимизация циркуляции нефтяного топлива;
- оптимизация графика очистки котлов.

Форма II основывается на производительности уже рассчитанной в форме I и представляет возможную экономию энергии, которая может быть получена при рациональном использовании пара самими потребителями.

Вмешательство (структурное или производственное) в этом случае предусматривает:

- улучшение тепловой изоляции паросборников и системы трубопроводов у пользователей пара;
- изменение рабочих условий деаэраторов;
- устранение потерь тепла от фланцев и оборудования;
- сведение потерь пара к минимуму.

Форма III. Эта форма основывается на производительности, рассчитанной в форме I и представляет величину возможной экономии энергии, которую можно получить при рациональном использовании возврата конденсата. Этот результат достигается за счет:

- оптимизации работы паросепараторов (сепарирующие устройства - паросушители);
- реконструкции изоляции конденсатных линий;
- уменьшения потерь при выпуске пара.

Возврат конденсата оказывает влияние на количество воды для подпитки в деаэраторах и количество топлива, сгораемого в котлах, вследствие того, что температура возврата конденсата выше, чем температура подаваемой воды.

Таблица 4.11

Форма 3. Оценка эффективности котла (Типовая)
Использование конденсата.

Этап №	Пошаговая инструкция	Предлагаемое положение
1.	Возврат конденсата (кг/час)	
2.	Число часов работы в год для всех котлов	
3.	Стоимость воды (и сточных вод) (манат/куб.м)	
4.	Стоимость очистки воды (манат/куб.м)	
5.	Общие затраты на воду (манат/куб.м) [3+4]	
6.	Ежегодная экономия затрат на воду (манат/год) [1*2*5]/100	
7.	Температура возвратного конденсата (С)	
8.	Температура холодной воды для подпитки (С)	
9.	Производительность котла (%)	
10.	Экономия энергии за счет воды для подпитки [1*2*(7-8)]*100/9	
11.	Теплотворная способность топлива (ккал/куб.м)	
12.	Затраты на топливо (манат/кг)	
13.	Ежегодная экономия топлива (тонн/год)	
14.	Общая экономия (манат/год)	

ГЛАВА 5. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧАХ

5.1. Общие сведения о промышленных печах

Промышленные печи являются одним из широко распространенных газопотребляющих агрегатов. В связи с дефицитом и необходимостью более эффективного использования топлива проблема ее экономичного использования является одной из основных проблем при эксплуатации промышленных печей.

Промышленные печи можно классифицировать по различным признакам. Например, по технологическому назначению – плавильные, нагревательные, термические, сушильные, обжиговые и т.д.; по режиму работы – периодическому и непрерывного действия; по конструкции рабочей камеры – камерные, проходные, туннельные, муфельные и т.д.; по способу использования теплоты продуктов сгорания – рекуперативные и регенеративные.

По условиям теплообмена промышленные печи можно разделить на три группы.

- Высокотемпературные печи, в которых температура в рабочей камере достигает выше 1000 ^{0}C и теплопередача осуществляется в основном излучением. Топливо сжигается непосредственно в рабочем пространстве, т.е. топочное пространство совмещено с рабочим.
- Среднетемпературные печи, в которых температура в рабочей камере составляет 650-1000 ^{0}C. В этих печах теплопередача осуществляется как путем излучения, так и конвекцией. Топливо, как правило, сжигается в отдельных камерах, отделенных от рабочего пространства.
- Низкотемпературные печи, в которых температура составляет не более 650 ^{0}C. Теплопередача, в основном, осуществляется конвекцией. Топливо сжигается в отдельной топочной камере. А теплоноситель, образуемый смещением высокотемпературных продуктов сгорания с

воздухом или рециркулятом необходимой температуры, подается в рабочее пространство печи.

В высоко и среднетемпературных печах теплообмен совершается, в основном, за счет излучения пламени раскаленных трехатомных газов (CO_2 и H_2O) и кладке, которая после разогрева становится также источником излучения.

Интенсивность теплообмена в низкотемпературных печах, где основное значение имеет передача теплоты конвекцией, достигается путем циркуляции газов, которая одновременно приводит к выравниванию температуры в печах и равномерному прогреву находящихся в них изделий.

Расход газа в печах зависит от их конструкции, эксплуатационного состояния, режима работы, производительности и температуры уходящих газов.

При выборе конструкции печи необходимо проанализировать, какой тип печи для данного теплового процесса лучше, как рационально подводить тепло к нагреваемому изделию: конвекцией, лучеиспусканием или конвекцией и лучеиспусканием одновременно.

Характер протекания теплового процесса требует определенного конструктивного оформления печи. Например, изделия, на которые вредно действует пламя и продукты сгорания, нельзя нагревать в обыкновенной подовой печи, т.к. при этом пламя будет действовать на открытую поверхность изделий. Поэтому, в других конструкциях печей, например, в полумуфельных, нагреваемые изделия предохраняются от непосредственного воздействия пламени.

При кладке стен печи применяют тычковый, ложковый и ребровый ряды. Кладка должна быть плотной и прочной. Трещины, обусловленные плохой кладкой, приводят к понижению газоплотности стен печи.

Строительные материалы, применяемые для сооружения печей, подвергаются различным термическим, механическим и химическим воздействиям. Необходимость получения

определенной температуры в печи определяет и выбор соответствующего материала для ее футеровки.

Существенное значение имеет теплоизоляционная способность материала, особенно в тех случаях, когда требуется применение хорошей теплоизоляции.

Печь с плохой изоляцией требует для разогрева больше тепла, так как значительная его часть теряется путем излучения и конвекции через наружные поверхности стенок.

Определенные требования предъявляются к отводу дымовых газов из печи. Они следующие:

- необходимо отказаться от длинных дымопроводов, т.к. они повышают сопротивление, и следовательно, уменьшают тягу;
- температуру отходящих дымовых газов необходимо поддерживать выше точки росы продуктов сгорания;
- дымопроводы необходимо прокладывать с подъемом к дымовой трубе;
- сечения дымопроводов должны соответствовать мощности печи;
- устья дымовой трубы должны препятствовать попаданию дождя в трубу и не допускать задувания трубы ветром независимо от его направления.

5.2. Пути снижения расхода энергии в промышленных печах

Теплоизоляция и характер рабочего процесса, в т.ч. загрузка печи, оказывают большое влияние на рациональное расходование тепла. Хорошее загрузочное устройство способствует увеличению производительности печи.

Печные заслонки должны закрываться плотно, чтобы уменьшить лучеиспускание и выбивание газов из рабочего пространства. Теплоизоляция заслонок должна быть

аналогичной теплоизоляции боковых стенок печи. Объясняется это тем, что любое излучение из рабочего пространства печи означает потерю тепла. Необходимо стремиться к тому, чтобы время открытия заслонок было минимальным, т.к. это предотвращает потери тепла.

Основными элементами печи являются топки, горелки, устройства загрузки печи, рекуператор, регенератор, измерительные приборы, регулирующие устройства, устройства для обеспечения безопасности и т.д.

Загрузка печи оказывает большое влияние на рациональное расходование газа. Чтобы полезно использовать тепло, печь должна своевременно загружаться.

Топки и горелки должны отвечать определенным требованиям и способствовать минимальному расходу энергии (см. гл. 4).

С целью снижения расхода энергии (тепла) в звене печи используются рекуператор и регенератор. Их назначение заключается в подогреве воздуха и газа за счет теплоты продуктов сгорания. Подогрев воздуха за счет дымового газа в зависимости от степени его подогрева на 25-30 % может снизить расход газа (топлива) (см. рис. 5.1).

В рекуператоре потоки дымовых газов и воздуха протекают одновременно и непрерывно в соприкасающихся каналах и тепло передается через разделительные стенки. По направлению движения продуктов сгорания и нагреваемой среды различают прямоток, противоток и перекрестный ток.

Для улучшения теплопоглощения поверхность теплопередачи увеличивают при помощи ребер. Воздух в рекуператоре подогревается непрерывно.

Регенератор состоит из двух одинаковых частей, представляющих собой систему каналов, через которые попеременно проходят дымовые газы или воздух. Тепло дымовых газов аккумулируется кирпичной насадкой.

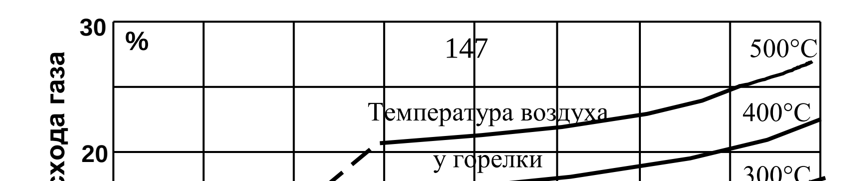


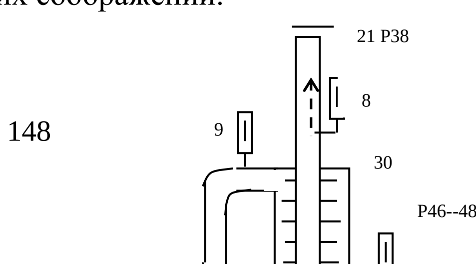
Рис. 5.1 Влияние подогрева воздуха на расход газа.

После нагрева насадки поступление дымовых газов в нее прекращается, и направляется воздух, воспринимающий тепло от нагретой насадки. В это время дымовые газы направляются в другую часть регенератора, где и нагревают насадку. Таким образом, в каждой из частей регенератора попеременно нагревается насадка и воздух.

На рис. 5.2 приведена схема печи, оборудованной измерительными, регулирующими и предохранительными приборами.

Степень оснащения промышленной печи приборами определяется, исходя из следующих соображений:

- требованиями технического процесса, т.е. требованиями, предъявляемыми к точности регулирования, что обуславливает применение необходимых приборов;
- условиями обеспечения безопасности работы;
- исходя из экономических соображений.



Одними из основных приборов печи являются приборы для измерения расхода газа. Замеряют количество газа дроссельными приборами: шайбой, соплом или трубой Вентури.

Одним из важных по значению регулирующих устройств в печи является шибер в отводящем дымоходе. С его помощью можно регулировать давление в печи, т.к. излишнее положительное или отрицательное давление приводит к

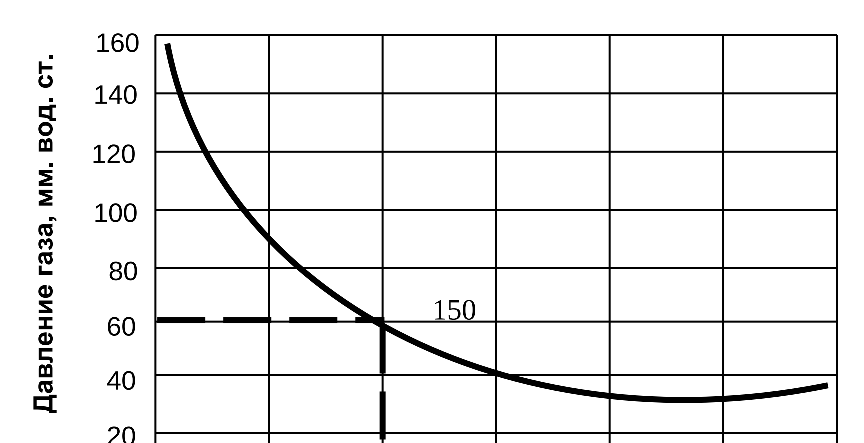
потерям тепла. В случае, если в печи устанавливается избыточное давление тепловых газов, то будет наблюдаться их выбивание. При отрицательном давлении в печи увеличивается коэффициент избытка воздуха вследствие подсоса воздуха из окружающей атмосферы. Давление в печи можно установить и контролировать манометром с наклонной трубкой.

Из регулирующих устройств печи важное значение имеет регулятор давления газа.

Регулятор давления предназначен для поддержания постоянного давления газа перед горелкой. Эти регуляторы относятся к типам регуляторов «после себя», т.е. они всегда поддерживают давление газа постоянным после себя. Повышение давления газа и воздуха перед горелкой выше установленного вызывает дополнительный расход топлива (см. рис. 5.3 и 5.4). Важное значение среди регулирующих устройств имеет и регулятор смеси.

В качестве предохранительного устройства на случай сохранения и поступления газа используют предохранительный клапан. Он действует, когда подача газа прекращается совсем или снижается ниже допустимой величины, этим и исключается выход несгоревшего газа при возобновлении его поступления.

Если за пламенем нельзя организовать постоянное наблюдение, то следует систему оборудовать газовыми клапанами безопасности. Если воздух для горения подводится в горелку от вентилятора, то при прекращении поступления газа должно прекратиться поступление воздуха, т.к. в этом случае печь будет охлаждена воздухом.

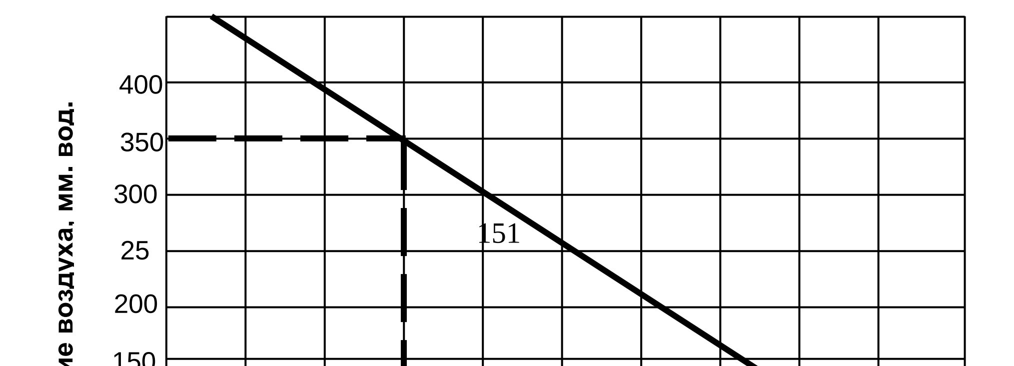


Экономию тепла в промышленных печах можно предусмотреть в конструкции печи и в процессе осуществления рабочего процесса, и при уходе и обслуживании теплоагрегата и т.д.

Количество тепла, поглощаемого кладкой при повторном разогреве ее до рабочей температуры, можно определить по формуле:

$$Q = V \cdot \gamma \cdot C(t_2 - t_1) \qquad (5.1)$$

где Q – в ккал;
V – объем кладки в печи, м^3;
C – теплоемкость кладки, ккал/кг ^{0} С;
γ – удельный объем кладки, кг/м^3;
$(t_2 - t_1)$ – разность температур кладки после и до подогрева ^{0}С.



Таким образом, после выхода печи в стабильный тепловой режим по возможности надо исключить ее внеплановые остановки. Другими словами, чем продолжительнее непрерывная работа печи, тем меньше удельный расход тепла.

Печь должна иметь хорошую теплоизоляцию с целью уменьшения потерь тепла в окружающую среду (см. рис. 5.5).

Печь с плохой изоляцией требует для разогрева больше тепла, т.к. значительная его часть теряется путем излучения и конвекции через наружные поверхности стенок.

При хорошей изоляции экономится тепло как при разогреве, так и в ее рабочем состоянии. Теплоизоляция сильно влияет на коэффициент теплоотдачи стенки печи. С увеличением теплоотдачи резко увеличивается температура поверхности стенок печи и, следовательно, потери тепла.

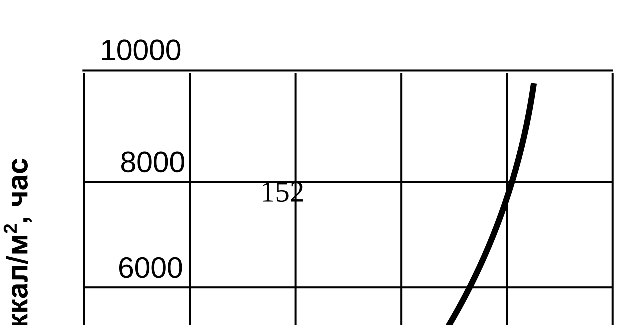


Рис. 5.5. Потери тепла в печи в окружающую среду в зависимости от температуры стенки.

При анализе потребления газа производством рационально использовать не только потребление газа отдельной печью, но и составить тепловой баланс для готовой продукции, чтобы на основе этого определить возможности изменения, в частности, рабочего процесса для снижения расхода тепла на единицу продукции.

Допустим, что для производства одного изделия требуется его трехкратный нагрев: а – нагрев для резки штанг, б – нагрев для штамповки, в – нагрев для снятия гранда.

Тогда КПД для случая «а» будет:

$$\eta_{общ} = \frac{Q_H}{Q_1} \tag{5.2}$$

Для случая «б»:

$$\eta_{общ} = \frac{Q_H}{Q_1 + Q_2} \tag{5.3}$$

Для случая «в»:

$$\eta_{общ} = \frac{Q_H}{Q_1 + Q_2 + Q_3} \tag{5.4}$$

В данном случае, несмотря на то, что $\eta_{общ}$ для каждой из трех печей может быть весьма высоким, степень использования тепла по отношению к готовому изделию будет низкой. Желательно в данном случае путем изменения всего технологического процесса попытаться добиться экономии тепла в тепловом процессе. $\eta_{общ}$ для каждой из трех печей может быть весьма высоким, но степень использования тепла по отношению к готовому изделию будет низкой. Желательно в данном случае путем изменения всего технологического процесса, попытаться добиться экономии тепла в тепловом процессе.

Таким образом, в аналогичных случаях необходимо анализировать не только отдельный тепловой процесс, но также расход тепла для всего рабочего процесса.

Вопросу загрузки печи следует уделять особое внимание. Правильная загрузка необходима для сохранения нормального состояния печи и ее футеровки. Нагреваемый материал загружают в печь осторожно и укладывают так, чтобы он нагревался равномерно.

Равномерная загрузка печи необходима для сохранения в ней постоянной температуры. Если печь работает непрерывно, то необходимо, чтобы при выдаче из нее нагретых деталей вместо них сразу же загружались холодные. В этом случае в печи создается равномерная температура, и она не перегревается.

Если печь работает без непрерывной закладки в нее холодных заготовок вместо нагретых, то заготовки в большинстве случаев оказываются перегретыми, а иногда и сожженными, т.к. тепловую мощность горелок невозможно регулировать в достаточной степени.

На основании всех этих работ необходимо определить нормы расхода энергии. Нормой расхода энергии считается твердо установленное количество энергии, необходимое для совершения определенного технологического процесса или выпуска определенного вида продукции.

Удельные расходы энергии характеризуют количество энергии, необходимой для выпуска определенного объема продукции и выражается в кДж (или Ккал) на единицу продукции или кДж на единицу веса.

Удельные величины расхода энергии для разных предприятий, изготовляющих одинаковую продукцию, могут быть разными, что объясняется особенностями производства, материальными возможностями и т.д.

Учитывая особенности производства, можно установить производственные нормы расхода энергии. При этом за основу можно взять обоснованные статистические или же опытные данные. Если нет производственного опыта для данного вида продукции, то основанием для определения расхода энергии могут служить данные аналогичных предприятий.

Для определения удельной нормы расхода энергии на выпуск определенного вида продукции потребуется составление теплового баланса печи.

5.3. Тепловой баланс как основа энергосбережения в промышленных печах

Тепловой баланс характеризует степень использования подведенного к печи тепла. Тепловой баланс является основным

показателем для определения источников потерь, которые после установления их возникновения необходимо устранить. Было бы неправильно источники потерь искать только в самой печи. Печь является звеном в цепи рабочего процесса и недостатки работы, обуславливающие потери, могут быть на любом участке этой цепи. Плохая работа печи, как было указано выше, может зависеть от конструкции печи, технологии применения газа, хода рабочего процесса и обслуживания.

Тепловой баланс промышленных печей для определения удельного расхода выпускаемой продукции можно составить на основе уравнения:

$$Q_{общ} = Q_1 + Q_2^{д.г.} + Q_3^{CO} + Q_4^{ок.ср} + Q_5^{отх} \quad (5.5)$$

где $Q_{общ}$ – общее количество тепла, введенное в топку печи, ккал/час;

Q_1 – количество тепла, полезно используемое для выпуска продукции, ккал/час;

$Q_2^{д.г.}$ – количество тепла, унесенное с дымовыми газами, ккал/час;

Q_3^{CO} – количество потерянного тепла в результате неполного сгорания топлива, ккал/час;

$Q_4^{ок.ср}$ – количество потерянного тепла стенками печи в окружающую среду, ккал/час;

$Q_5^{отх}$ – количество тепла, унесенное с отходами, ккал/час.

В уравнении 5.5:

$$Q_{общ} = Q_{тл}^{x} + Q_{воз} + Q_{тл}^{ф.} \quad (5.6)$$

где $Q_{тл}^{х}$ – химическое тепло топлива, равное низкой теплотворной способности топлива ($Q_H^{P.}$), в ккал/час;

$Q_{тл}^{ф.}$ – физическое тепло топлива, в ккал/час;

$Q_{воз}$ – количество физического тепла, поступающего с воздухом, ккал/час.

В уравнении 5.6:

$$Q_{тл}^{х} = B \cdot Q_H^{P.} \qquad (5.7)$$

где B – расход топлива, нм^3/час; $Q_H^{P.}$ - в ккал/м^3.

$Q_{тл}^{ф}$ определяется по формуле:

$$Q_{тл}^{ф} = B \cdot C_{тл} \cdot t_{тл} \qquad (5.8)$$

где $C_{тл}$ – в ккал/нм^3 ^{0}С;

$t_{тл}$ – в ^{0}С.

$Q_{воз}$ может быть определен по формуле:

$$Q_{воз} = V_{воз} \cdot C_{воз} \cdot t_{воз} \qquad (5.9)$$

где $V_{воз}$ – фактическое количество поступающего в топку воздуха, нм^3/ час;

$C_{воз}$ – в ккал/нм^3 ^{0}С;

$t_{воз}$ – в ^{0}С.

С учетом 5.7, 5.8 и 5.9 формула 5.6 имеет вид:

$$Q_{общ} = B\left(Q_H^{P} + C_{тл} \cdot t_{тл}\right) + V_{воз} \cdot C_{воз} \cdot t_{воз} \qquad (5.10)$$

Количество тепла, полезно используемого в печи можно определить по формуле:

$$Q_1 = G_{пр} \cdot C \cdot (t_2 - t_1) \qquad (5.11)$$

где Q_1 – в ккал/час;
$G_{пр}$ – вес годной продукции, после исключения отходов и брака, кг/час;
C – теплоемкость продукции, ккал/кг ^{0} С;
t_1 и t_2 – начальная и конечная температура садки, ^{0}С.

Количество тепла, унесенное с дымовым газом, определяется по формуле:

$$Q_2^{д.г.} = B \cdot V_{вл}^{д.г} \cdot C^{д.г} \cdot t^{д.г} \qquad (5.12)$$

где $Q_2^{д.г.}$ – в ккал/ час;
$V_{вл}^{д.г}$ – объем влажного дымового газа, нм^3/кг;
$C^{д.г}$ – теплоемкость дымового газа, ккал/м^3 ^{0} С;
$t^{д.г}$ – температура дымового газа, ^{0} С;
В – расход топлива, кг/час.

$V_{вл}^{д.г}$ в формуле определяется по формуле 4.31 при условии, что $W_ф = 0$.

Количество потерянного тепла в результате неполного сгорания газа в печи может быть определено по формуле:

$$Q_3^{CO} = B \cdot \frac{56{,}7 \cdot K^P \cdot CO}{RO_2 + CO} \qquad (5.13)$$

где Q_3^{CO} – в ккал/час,
RO_2 и CO определяется по данным анализа, а $К^Р$ – по формуле 2.28.

Количество потерянного тепла стенками печи и в результате излучения в окружающую среду можно определить по формуле:

$$Q_4^{ок.ср} = F \cdot z \cdot \left\{ f + C \cdot \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \right\} \quad (5.14)$$

где F – поверхность теплоотдачи, м^2;
f – удельная теплоотдача, ккал/м^2 час;
С – коэффициент излучения, ккал/м^2 час;
z – время.

Удельная теплоотдача в зависимости от температуры стенки печи представлена на (рис.5.6), а величины коэффициента излучения в (табл 5,1).

Количество унесенного с отходами тепла определяется по формуле:

$$Q_5^{отх} = G_{отх} \cdot C \cdot (t_2 - t_1) \quad (5.15)$$

где $Q_5^{отх}$ – в ккал/час;
$G_{отх}$ – количество садки в отходе, кг/час;
С – теплоемкость садки, в ккал/кг ^{0} С;
$(t_2 - t_1)$ – соответственно начальная и конечная температура садки, в ^{0} С.



Рис. 5.6 Зависимость удельной теплоотдачи от температуры стенки

Изложенная выше методика позволяет вычислить баланс тепла в печи.

Таблица 5.1

Коэффициенты излучения С

Материал	С, ккал/м$^2\left(\frac{^0K}{100}\right)^4$

Абсолютно черное тело………………………………	4,96
Свинец с шероховатой поверхностью………………	2,1
Чугун с сильно окисленной поверхностью………....	4,6
Чугун с шероховатой поверхностью…….…………	4,1
Чугун с гладкой поверхностью……..…….…………	4,0
Чугун с неокисленной обработанной поверхностью.	2,2
Сталь с окисленной матовой поверхностью…………	4,5
Сталь протянутая гладкая……………………………..	3,7
Сталь хорошо полированная……………….……….	1,3
Сталь трубы………………………………………....	4,0
Стальной лист оцинкованный……………………….	1,2
Медь окисленная черная…………………………….	3,9
Медь прокатанная…………………………………..	3,1
Медь протянутая……………………………………...	1,8
Медь полированная……………….………………..	0,6
Алюминий……………………………………………..	0,4
Латунь матовая………………………………………	1,0
Латунь полированная……………….…………….	0,3
Шамотный кирпич (глазурованный)……………..	3,7
Динас………………………………………………….	4,0
Строительный кирпич……………………………..	4,6
Кирпичная кладка………………………………….	4,0
Стекло………………………………………………	4,4

5.4. Коэффициент полезного действия печи

После определения по приведенным выше формулам отдельных статей теплового баланса можно определить коэффициенты полезного действия печи.

Степень использования всего тепла, поступающего в печь, с точки зрения только передачи тепла нагреваемому материалу, называют общим КПД.

$$\eta_{общ} = \frac{Q_{пол}}{Q_{общ}} = \frac{Q_{ост}}{Q_{общ}} \cdot \frac{Q_{пол}}{Q_{ост}} \qquad (5.16)$$

где

$$\frac{Q_{ост}}{Q_{общ}} = \eta_{терм} \qquad (5.17)$$

и

$$\frac{Q_{пол}}{Q_{ост}} = \eta_{печи} \qquad (5.18)$$

С учетом 5.16 и 5.17 имеем:

$$\eta_{общ} = \eta_{терм} \cdot \eta_{печи} \qquad (5.19)$$

где $Q_{ост} = \left(Q_{общ} - Q_2^{д.г.}\right)$ – количество остающегося в печи тепла;

$Q_{пол} = Q_{ост} - Q_{пот}$ – количество тепла, израсходованного на повышение температуры нагреваемого материала, где $Q_{пот}$ - соответствует количеству тепла, потерянного в результате лучеиспускания, теплопроводности и конвекции.

Отсюда следует, что общий коэффициент полезного действия печи является произведением отдельных КПД.

В таблице 5.2 приведен общий КПД некоторых печей без рекуператоров. Видно что $\eta_{общ}$ для этих печей невысокие.

В таблице 5.3 приведены значения КПД, которые позволяют оценить работу различных печей.

Сравнив данные таблиц 5.2 и 5.3, можно сделать вывод, что без использования теплоты уходящих газов КПД печей получается достаточно низким. В то же время из опыта известно, что в печах, использующих теплоту уходящих газов для нагрева воздуха, расход газа уменьшается на 20-30 %.

Таблица 5.2

Удельный расход газа (теплоты) для нагрева металла

в некоторых печах

Печи	Температура в печах, ^{0}C	Расход теплоты, кДж\ кг	$\eta_{общ}$, %
Кузнечные	**1200**	**3780-6300**	**20-14**
Заколочные	**800**	**2100-2940**	**27-23**
Отпускные	**550**	**1260-1680**	**31-23**
Цементационные	**930**	**2940-3360**	**23-20**

Таблица 5.3

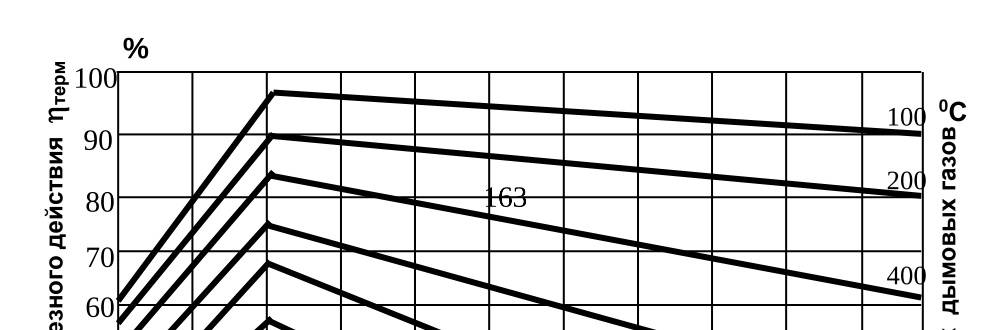
Оценка работы промышленной печи с точки зрения
ее общего КПД ($\eta_{общ}$)

Значения общего КПД, %	Работа печи
Выше 50	Очень хорошая
40-50	Хорошая
30-40	Удовлетворительная
20-30	Не удовлетворительная
10-20	Недостаточная
Ниже 10	Недопустимая

Количество используемой в печах химической теплоты газа зависит от температуры уходящих газов и коэффициента избытка воздуха.

Данные рис. 5.7 указывают на необходимость работы с минимальным коэффициентом избытка воздуха и использования теплоты уходящих газов, в особенности для высокотемпературных печей.

Печь с плохим использованием рабочего пространства будет иметь низкий $\eta_{общ}$.



С другой стороны, печь с хорошим использованием рабочего пространства, но с плохими условиями эксплуатации, (т.е. с высокими значениями коэффициента теплопроводности (λ) для стен) также дает низкое значение $\eta_{общ}$.

Таким образом, высокую тепловую экономичность работы печи можно достигнуть только в том случае, если постоянно добиваться хорошей эксплуатации печи и высокой степени использования ее рабочего пространства.

ГЛАВА 6. ЭНЕРГЕТИКА И ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

6.1. Общие понятия об окружающей среде

Основными элементами окружающей среды являются воздушная среда, водная и недра земли. Иногда климатическая и акустическая среды рассматриваются, как составные части основных элементов окружающей среды.

Воздушная среда может быть наружной, внутренней, производственной и внутренней жилой. Люди большую часть времени (до 60-70%) пребывают во внутренней жилой среде.

Наружный воздух у поверхности земли содержит (по объему): 78,08% азота (N_2); 20,95% кислорода (O_2), 0,94% инертных газов и 0,03 % углекислого газа (CO_2). Часто воздух у земли содержит более 40 ингредиентов, чуждых воздушной среде. Внутренний воздух в жилищах, как правило, имеет повышенное содержание углекислого газа, а внутренний воздух производственных помещений обычно содержит примеси, характер которых определяется технологией производства.

Водная среда состоит из поверхностных и подземных вод. Поверхностные воды в основном сосредоточены в океанах (98 % всей воды на Земле). Поверхность океана (акватория) примерно в 2,4 раза больше площади суши.

Для деятельности человека, в основном, требуется пресная вода, количество которой составляет всего лишь 2,7 % от общего объема воды на Земле. Большая часть пресной воды содержится в снегах и айсбергах, находящихся, в основном, у Южного полярного круга.

Годовой мировой речной сток воды (пресной) составляет 373,3 тыс.км^3, кроме того, 13 тыс.км^3 воды, которая может использоваться – является подземной.

Климатическая среда в мире очень разнообразна. Например, средняя температура самого холодного месяца, которым является январь, в Париже - +3,4^0 С, в Риме - +6,8^{0}С и т.д.

Внутренняя температура большей части отапливаемых помещений (жилых) равняется 18^{0}С.

Акустическая среда тоже является существенным фактором, влияющим на самочувствие людей и животных.

Различают низкие, средние и высокие звуки. Нормируемыми параметрами шума являются уровни в децибелах (дБ). В жилых домах допускается уровень шума – 55дБ, на предприятиях – 80дБ.

Все рассмотренные составляющие окружающей среды входят в биосферу – оболочку Земли, включающую часть

атмосферы, гидросферу и верхнюю часть литосферы или геологическую оболочку Земли.

6.2. Вредные вещества, загрязняющие окружающую среду и нормирование их содержания

В результате хозяйственной деятельности человека, наиболее массированно загрязняется вредными веществами воздушная среда. Воздух загрязняется различными газами, среди которых наиболее широко распространены окись углерода, сернистый ангидрид и окисли азота, а также различные пары, имеющие органические и неорганические происхождения.

Содержание вредных веществ в воздухе определяется их количеством, находящимся в 1$м^3$ воздуха ($мг/м^3$).

Максимальная концентрация вредных веществ, не оказывающая вредного влияния на здоровье человека, называется предельно-допустимой концентрацией (ПДК).

По степени воздействия на организм человека вредные вещества подразделяются на 4 класса: 1 – чрезвычайно опасные; 2 – высоко опасные; 3 – умеренно опасные и 4 – малоопасные.

Данные о ПДК различных вредных веществ, загрязняющих воздушную среду, нормируются по СН 245 – Н “Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий”.

Данные о ПДК для воздуха рабочей зоны имеются также и в другом официальном документе ГОСТ 12.1.005.76 “Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования”.

При воздействии на человека вредных веществ, загрязняющих воздух, очень важным обстоятельством является то, что он сразу не ощущает их влияния. Примером этого является окись углерода (СО) – газ без цвета, вкуса и запаха. Вместе с тем высокие концентрации этого газа могут вызывать тяжелые последствия, вплоть до паралича сердца. Наиболее

часто встречающийся оксид азота (NO_2), не имея цвета и запаха, очень ядовит, раздражает органы дыхания человека. При контакте окислов азота с влажной поверхностью образуются кислота HNO_3 и HNO_2.

Содержание вредных веществ в воде определяется их концентрацией – количеством (м^2), находящимся в 1 л воды (мг/л).

6.3. Источники загрязнения окружающей среды

Наиболее массированный вред окружающей среде создает промышленность в виде следующих источников загрязнения:

- теплогенерирующие установки (отопительные и производственные котельные установки и печи, тепловые и электрические станции), загрязняющие, в основном, воздушную среду;
- промышленные предприятия, прежде всего химические и нефтехимические, металлургические и целлюлозные заводы, загрязняющие воздушную и водную среды;
- автомобильный, авиационный и железнодорожный транспорт, загрязняющий преимущественно воздушную среду, и водный транспорт, загрязняющий воду и воздушную среду.

Для разных стран в связи с различным уровнем развития транспорта, промышленности, а также использованием различных видов топлива удельная значимость отдельных источников загрязнения различна. В США, например, 92% загрязнения атмосферы окисью углерода приходится на долю транспорта, 3% - на долю промышленности и 5% - на долю сжигания мусора. Углеводороды: транспорт - 49%, промышленность - 46%, сжигание мусора - 5%; промышленная пыль: тепловые станции - 25%, транспорт – 8%, промышленность - 50%, сжигание мусора – 8% и прочие источники – 9%.

В бывшем ФРГ (нынешняя Германия), например, загрязнение атмосферы окисью углерода почти на 100% приходится на долю транспорта, загрязнение атмосферы окисями азота приходилось на 45% на долю транспорта, 45% - на долю тепловых электростанций и отопительных установок, и только 10%- на долю промышленности.

Существует такое мнение, что наибольший вред воздушной среде, а через них флоре и фауне, оказывают тепловырабатывающие установки и транспорт. Об увеличении вредных влияний этих источников на атмосферу свидетельствуют такие факты: что за 25 послевоенных лет в США окиси азота увеличивалось на 630%, включая влияние промышленности. Американские ученые, проанализировавшие различные отрасли промышленности за те же 25 лет, указывают, что отрицательное влияние выработки электроэнергии на окружающую среду в этой стране увеличилось на 530%.

Причиной такого нарастания загрязнения окружающей среды является развитие экологической несостоятельности этих отраслей.

Таким образом, энергетическое развитие мировой промышленности, с одной стороны создает удовлетворение потребностей человечества, а с другой недопустимое загрязнение окружающей среды.

6.4. Парниковый эффект

CO_2, являющийся одним из основных компонентов горения топлива, обладает тепличным (парниковым) эффектом, т.е. он свободно пропускает солнечные лучи и задерживает отраженное тепловое излучение Земли. Солнце излучает огромное количество теплоты на Землю, годовое значение его примерно в 10 раз больше всей тепловой энергии, которая заключена во всех разведенных запасах органического топлива планеты. Однако, количество усвояемой Землей солнечной энергии

ничтожно мало. Использование лишь 0,01% общего количества Земли, могло бы полностью обеспечить мировые потребности в энергии.

Повышение содержания углекислого газа в воздухе может привести к тому, что Землей будет усваиваться больше солнечной энергии. Это, а также увеличение тепловыделений от хозяйственной деятельности человечества может привести к повышению температуры воздуха на Земле, т.е. к потеплению ее климата. Существует мнение, что к концу XXI века температура на Земле повысится на 3 – 5^0С. Ученые считают, что при этом начнут таять снега у Северного и Южного полюсов, что может привести к повышению уровня воды в мировом океане и затоплению некоторых прибрежных городов.

Ежегодно на Земле сжигается 11 млрд. т.у.т. При сжигании 1 т карбона выделяется около 3,6 т углекислого газа (Co_2).

С 1880 по 1970 г.г. содержание CO_2 в воздухе увеличилось с 290 ppm до 321 ppm.

Интересным является сезонное изменение содержания CO_2 в воздухе: больше зимой и меньше летом.

Однако, мнение о том, что повышение содержания CO_2 в воздухе приведет к повышению температуры, климата, неоднозначно, поскольку в последние годы обнаружено влияние озона в тропосфере на тепличный эффект, а следовательно, и на климат.

6.5. Пути уменьшения загрязнения охраны окружающей среды в энергетическом секторе

Отрицательное влияние энергетического сектора в окружающую среду в основном заключается в увеличении количества двуокиси углерода (CO_2) и окислов азота (N_x) в воздушном бассейне.

Увеличение содержания CO_2 в воздухе связано непосредственно с увеличением количества сжигания топлива.

Увеличение же окислов азота в воздухе связано с обеспечением нормального условия сжигаемого топлива.

Для охраны окружающей среды в области энергетики важное значение имеет получение энергии на основе так называемых возобновляемых источников энергии (солнце, ветер, морские волны). Однако, сегодняшний уровень возможности использования возобновляемых источников энергии не в состоянии обеспечить страны в достаточном объеме. А это равносильно тому, что потребители должны будут удовлетворять свои потребности в энергии только за счет топлива. По этой причине в ближайшем будущем надеяться на уменьшение количества двуокиси углерода в воздухе не приходится. Тем не менее, определенные работы в этом направлении в мире ведутся. Дело в том, что если полнее использовать количество тепла при сжигании топлива, то это косвенным образом означает и уменьшение количества выпускаемых в атмосферу газов, в том числе углекислого газа. Для этого уже существуют определенные технические решения, позволяющие полнее использовать количество тепла, выделяемого при сжигании топлива.

Указанными техническими решениями являются использование тепла отходящих газов путем подключения к схеме установок для получения пара, горячей воды и электроэнергии пароперегревателей, экономайзеров и воздухонагревателей. Однако, возможности повышения коэффициента полезного действия генераторов энергии на этом не исчерпаны, т.к. возможности полного использования тепловой энергии топлива существуют и в других узлах схемы производства энергии, например, при горении топлива в топке.

6.6. О Европейской Энергетической Хартии

Согласно этой хартии энергетическое право каждой страны является ее национальным правом. Но оно также является

международным по-своему охвату. Элементы национального энергетического права, имеющие отношение к вопросам собственности, разработки, производства и распределения нефти, газа, электроэнергии и других ресурсов, можно найти в законодательных актах в каждой стране вместе с законодательными и судебными решениями, связанными с землей, подземными пространствами и материалами.

В дополнение к этим национальным законодательным и судебным решениям существуют и Международные договоры, регулирующие разработку природных ресурсов на морском дне и в других местах. Существуют также договоры, регулирующие условия, при которых страны будут готовы торговать друг с другом в энергетической области, и договоры, которые налагают обязательства по сохранению ресурсов, охране окружающей среды и поощрению конкуренции.

Кроме того, существуют широко признанные Западные принципы, регулирующие поставки, конкуренцию и защиту окружающей среды. Эти принципы являются удобной стартовой чертой для тех, кто не привык иметь дело с западной правовой системой и с промышленностью, работающей по Западной правовой системе.

Ряд Европейских стран подписали общую декларацию по энергетике - Европейской Энергетической Хартии.

Азербайджанская Республика находится среди стран, подписавших эту Хартию.

Европейская Хартия по Энергетике устанавливает основания для долгосрочного сотрудничества по энергетике в сообществе и в странах, торгующих с сообществом.

Хартия составлена из серии принципов, которые требуют от местного законодательства выполнения или отмены законов, противоречащих общим принципам Хартии.

Общие принципы Хартии заключаются в следующем:

1. Доступ к энергетическим источникам должен быть не дискриминирующим, в особенности в отношении разработки,

развития и приобретения ресурсов, вопросов собственности, совместного использования ресурсов и прав на разработку.

2. Законодательство страны по отношению к собственности и по работам компаний энергетического сектора должно быть ясным и не дискриминационным. Влияние на окружающую среду должно быть сведено к минимуму. Налоговая система должна быть не дискриминирующей. Признается суверенитет на ресурсы.

3. Защита инвестиций должна соответствовать международному законодательству. Право на вывоз доходов и получение и использование необходимой конвертируемой валюты должно быть гарантировано. Должен существовать свободный доступ к капиталу. Не должна быть дискриминация инвестиций.

4. Хартия старается стимулировать торговлю в энергетике. Эта задача может быть выполнена или расширением деятельности существующих систем передачи энергии или же осуществлением прав по транспортировке. Должны быть искоренены все барьеры, препятствующие конкуренции. Транзитные поставки должны быть свободно разрешены без дискриминации.

5. Европейская гармонизация стандартов технического качества и добровольное признание национальных правил являются необходимыми условиями для свободного передвижения энергии. Передача технологии должна быть основана на не дискриминационном фундаменте.

6. Стороны, поставившие свои подписи под Хартией, декларировали свои обещания по общему делу обсуждения условий по исследованиям и развитию. Для достижения этого должен быть поощрен обмен технологией и участие в объединенных действиях по исследованиям и развитию.

7. Требуется последовательность в положениях ГААТ (GATT) по торговле и инвестициям, связанным с нею. Споры могут разрешаться путем арбитража или по дипломатическим каналам.

Договор ГАТТ имеет дело с заказами на товары и поставками от правительственных и государственных учреждений. Его установки аналогичны Европейским директивам.

В соответствии с положениями ГАТТ, поставки должны быть осуществлены с учетом стандартов. В этой связи Европейский Союз намерен урегулировать все стандарты в различных областях и потому он имеет общее положение по техническим спецификациям и стандартам.

Перечисленные выше принципы и есть основные принципы Европейской Энергетической Хартии.

6.7. О принципах Европейского Сообщества по Защите Окружающей Среды

В современном мире защита окружающей среды осуществляется в соответствии с принципами закона об Окружающей Среде, наиболее важными из которых являются следующие:

1. Должен существовать доступ к информации по окружающей среде и действия должны базироваться на научных данных.
2. Должен платить тот, кто загрязняет.
3. Закон об Окружающей Среде требует проведения аудиторских проверок окружающей среды. Результатом этих проверок является оценка влияния на окружающую среду различных выбросов.
4. С целью защиты окружающей среды должна осуществляться консультационная работа между соответствующими агентствами по окружающей среде и с общественностью.
5. До того, как начнется выполнение крупных инфраструктурных проектов (автомагистрали, электростанции, линии электропередачи, карты и др.) должны состоятся полномасштабные консультации для выяснения влияния этих проектов на окружающую среду. Воздействия на окружающую среду оказывают не только промышленность, но также и инфраструктурные работы.

6. Закон об Окружающей Среде также касается удаления отходов. При уничтожении и удалении отходов должны выполняться технические требования и другие необходимые условия. Удаление отходов является важной особенностью защиты окружающей среды.

7. В стране должны существовать различные органы, контролирующие влияние индустриальной деятельности и инфраструктурной активности на окружающую среду.

Список литературы

1. А. Погодин, Термодинамика. Издание К.Л. Риккеча, С.Петербург. 1912.
2. М.М. Цегалев, Ю.Л. Гусев, М.С. Иванова. Котельные установки. Издательство литературы по строительству, Москва 1966.
3. Н.Л. Стаскевич, Г.Н. Северинец, Д.Я. Вигдорчик. Справочник по газоснабжению и использованию газа. Ленинград «Недра» Ленинградское отделение, 1990.
4. К.Эхельхойзер. Эксплуатация промышленных печей, отапливаемых газом. Металлургиздат, 1961.
5. А.И. Орлов. Отопление. Госстройиздат,1960.
6. Г.Н. Ламакин, ОАО «Тверьэнерго» – Об организационных структурах управления энергосбережением. Промышленная энергетика № 11, 1999.
7. Д. Хайд, А.В.Лоскутов - Целевой энергетический мониторинг в системе энергетического менеджмента. Промышленная энергетика № 4, 1998.
8. Ю.Г.Ефремов, А.И. Кузьмичев – Организация энергетических обследований в регионе. Промышленная энергетика № 9, 1998.
9. П.И. Левичев, И.Д. Царькова - О планировании мероприятий по энергосбережению, Промышленная энергетика № 7,1998.

10. С.Г. Быценко - Создание энергосберегающих компаний - перспективный путь развития энергокомпаний, Промышленная энергетика № 7,1998.
11. R.M. Musayev - Problems of energy Saving in Azerbaijan. Sixth Baku International Congress «Energy, Ecology, Economy» May, 2003.
12. Я.Б.Фортайн - Новые пути обеспечения теплом и электроэнергией посредством когенерации. Технические и экологические аспекты. Popular – Solence Journal «ENERGY, ECOLOGY, ECONOMY», 3-4 / 1999.

ОГЛАВЛЕНИЕ